

Polish Academy of Sciences
University of Engineering and Economics in Rzeszów
University of Life Sciences in Lublin
Faculty of Production Engineering

MOTROL

**COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS
IN AGRICULTURE**

**AN INTERNATIONAL JOURNAL
ON OPERATION OF FARM
AND AGRI-FOOD INDUSTRY MACHINERY**

Vol. 18, No 3

LUBLIN – RZESZÓW 2016

Editor-in-Chief: *Eugeniusz Krasowski*

Assistant Editor: *Jerzy Grudziński*

Associate Editors

1. Agricultural machinery: *Dmytro Voytiuk*, Kiev, *Mariusz Szymanek*, Lublin
2. Machinery of agri-food industry: *Leszek Mościcki*, Lublin
3. Energetics: *Iliia Nikolenko*, Simferopol, *Janusz Wojdalski*, Warszawa
4. Land management, urban planning, architecture and geodesy: *Karol Noga*, Kraków, *Roman Kadaj*, Rzeszów, *Michał Proksa*, Rzeszów, *Lech Lichołaj*, Rzeszów
5. Mathematical, statistics: *Andrzej Kornacki*, Lublin, *Rostislav Bun*, Lviv

Editorial Board

<i>Dariusz Andrejko</i> , Lublin, Poland	<i>Jaromir Mysłowski</i> , Szczecin, Poland
<i>Andrzej Baliński</i> , Kraków, Poland	<i>Ignacy Niedziółka</i> , Lublin, Poland
<i>Volodymyr Bulgakow</i> , Kiev, Ukraine	<i>Stanislav Nikolajenko</i> , Kiev, Ukraine
<i>Zbigniew Burski</i> , Lublin, Poland	<i>Paweł Nosko</i> , Lugansk, Ukraine
<i>Karol Cupiał</i> , Częstochowa, Poland	<i>Gennadij Oborski</i> , Odessa, Ukraine
<i>Aleksandr Dashchenko</i> , Odessa, Ukraine	<i>Yurij Osenin</i> , Lugansk, Ukraine
<i>Kazimierz Dreszer</i> , Lublin, Poland	<i>Marian Panasiewicz</i> , Lublin, Poland
<i>Konstantin Dumenko</i> , Mykolayiv, Ukraine	<i>Sergiy Pastushenko</i> , Mykolayiv, Ukraine
<i>Dariusz Dziński</i> , Lublin, Poland	<i>Iwan Rohowski</i> , Kiev, Ukraine
<i>Stepan Epoyan</i> , Kharkiv, Ukraine	<i>Zinovii Ruzhylo</i> , Kiev, Ukraine
<i>Jan Gliński</i> , Lublin, Poland	<i>Vjacheslav Shebanin</i> , Mykolayiv, Ukraine
<i>Dimitriy Goncharenko</i> , Kharkiv, Ukraine	<i>Povilas A. Sirvydas</i> , Kaunas, Lithuania
<i>Janusz Grzelka</i> , Częstochowa, Poland	<i>Volodymyr Snitynskiy</i> , Lviv, Ukraine
<i>Aleksandr Hołubenko</i> , Lugansk, Ukraine	<i>Stanisław Sosnowski</i> , Rzeszów, Poland
<i>L.P.B.M. Jonssen</i> , Groningen, Holland	<i>Henryk Sobczuk</i> , Lublin, Poland
<i>Stepan Kovalyshyn</i> , Lviv, Ukraine	<i>Ludvikas Spokas</i> , Kaunas, Lithuania
<i>Józef Kowalczyk</i> , Lublin, Poland	<i>Andrzej Stępniewski</i> , Lublin, Poland
<i>Volodymyr Kravchuk</i> , Kiev, Ukraine	<i>Michał Sukach</i> , Kiev, Ukraine
<i>Petro Kulikov</i> , Kiev, Ukraine	<i>Aleksandr Sydorchuk</i> , Kiev, Ukraine
<i>Elżbieta Kusińska</i> , Lublin, Poland	<i>Beata Ślaska-Grzywna</i> , Lublin, Poland
<i>Andrzej Kusz</i> , Lublin, Poland	<i>Wojciech Tanaś</i> , Lublin, Poland
<i>Janusz Laskowski</i> , Lublin, Poland	<i>Giorgiy F. Tayanowski</i> , Minsk, Bielarus
<i>Kazimierz Lejda</i> , Rzeszów, Poland	<i>Leonid Tishchenko</i> , Kharkiv, Ukraine
<i>Jerzy Merkiś</i> , Poznań, Poland	<i>Denis Viesturs</i> , Ulbrok, Latvia
<i>Sławomir Mikrut</i> , Rzeszów, Poland	<i>Anatolij Yakovenko</i> , Odessa, Ukraine
<i>Jarostaw Mykhajlovych</i> , Kiev, Ukraine	<i>Tadeusz Złoto</i> , Częstochowa, Poland
<i>Janusz Mysłowski</i> , Szczecin, Poland	

All the articles are available on the webpage: <http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/Teka-Motrol.html>

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Ivan Rohovski*
Typeset: *Ivan Rohovski, Adam Niezbecki*
Cover design: *Hanna Krasowska-Kołodziej*
Photo on the cover: *Janusz Laskowski*

© Copyright by Polish Academy of Sciences 2016

© Copyright by University of Engineering and Economics in Rzeszów 2016

© Copyright by University of Life Sciences in Lublin 2016

in co-operation with National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev 2016

Editorial Office address

Polish Academy of Sciences Branch in Lublin
Pałac Czartoryskich, Plac Litewski 2, 20-080 Lublin, Poland
e-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl

Printing

AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kiev, Ukraine

Publishing Office address

AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kiev, Ukraine

ISSN 1730-8658
Edition 150+16 vol.

RESEARCH PARAMETERS OF ULTRASOUND PROCESSING EQUIPMENT DISPERSED IN TECHNOLOGICAL ENVIRONMENT

Iryna Bernyk

*National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"
Prospect Peremogu, 37, Kyev, Ukraine. E-mail: iryna_bernyk@i.ua*

Summary. Effective use of ultrasound in specific manufacturing processes due to the effects of fluctuations in the environment, manifested in the physical and chemical effects and their interaction. The most successful is the use of ultrasound cavitation processing of liquid and liquid-dispersed environments, because they have effectively implemented the mechanism of sound wave energy concentration in low-density high energy density, which is caused by the formation, development and slamming cavitation bubbles. The research on the influence of cavitation on chemical processes in the liquid, the erosion effect of acoustic cavitation, acoustic cavitation the action on biological objects in nature and intensity acoustic noise accompanying cavitation, showed that methods for measuring parameters of acoustic field can be divided into direct and indirect. Direct methods directly measure the cavitation process parameters, such as measurement of pressure that occurs when slamming cavitation bubbles. For indirect methods determined by technological or physical effect of ultrasound cavitation. The analysis of existing research found that the most promising method of measurement configuration and cavitation field intensity acoustic cavitation process is being implemented using hydrophones. Measurement of sound pressure values were made using measuring hydrophones based on piezoceramic, resulting in the covers piezoelement appear hydrophone potential difference, whose value is proportional to the sound pressure. Measuring the magnitude of the voltage proportional to the sound pressure, was made rms voltmeter values resulting measured voltage is proportional to the pressure not only sound, but also the intensity of ultrasound vibrations. The basic analytical dependences for determination of sound pressure, intensity ultrasound vibrations, radiation impedance made it possible to build a

graph showing the cavitation processing technology environments. Experimentally verified the identity of law ultrasound field distribution in the water and in the technological mix considering its extinction. Research resonant actuators installed emitters that provide quality cavitation treatment mixture is possible only at a specific distance from the radiation. Consideration of the conditions for the creation of technological equipment makes it possible to improve the parameters of cavitation processing of liquid-dispersed environments by minimizing energy costs.

Key words: research, parameter, equipment, technological environment.

FORMULATION OF PROBLEM

Modern treatment processes of technological environments of chemical, food, pharmaceutical and other processing industries are inextricably linked with energy use of different intensity ultrasound fields [1–3]. Ultrasound technology can intensify processes, increase the degree of utilization of raw materials, change the source material properties, and create new substances and environment, to ensure environmental safety and production [4–6].

Effective use of ultrasound technology in manufacturing processes due to specific effects of fluctuations in the environment, manifested in the physical and chemical effects and their interaction. The most successful treatment is the use of liquid and liquid-disperse mediums because in them the phenomenon – Ultrasound cavitation is an effective mechanism for concentration of energy of sound waves in the low-density high energy density, which is caused by pulsations and cavitation bubbles slamming [8–11].

The emergence and development of ultrasound acoustic cavitation causes changes

RESEARCH PARAMETERS OF ULTRASOUND PROCESSING EQUIPMENT DISPERSED IN TECHNOLOGICAL ENVIRONMENT

in the acoustic parameters of the liquid, which when echoed in turn influences the parameters of the process. [12] If cavitation is changing acoustic properties and there is distortion sound field. Thus, the study of sound field configuration to optimize key indicators processes associated with the processing of liquid and liquid-disperse mediums that take place under the influence of acoustic cavitation.

ANALYSIS OF RECENT RESEARCH AND PUBLICATIONS

The measurement of the cavitation region can be made several ways: by the action of cavitation on chemical processes in the liquid [13]; erosive action of acoustic cavitation [14]; the action of acoustic cavitation on biological objects [15]; the nature and intensity of acoustic noise that accompanies Cavitation [16] and several others. With this method, measuring the parameters of the acoustic field conditionally divided into direct and indirect. Direct methods include methods in which directly measure the parameters of cavitation bubbles, such pressure that occurs when slamming cavitation bubbles. Indirect methods include those for which examines technological or physical effect of ultrasound cavitation. Consider in more detail the basic methods of measuring the parameters of cavitation field.

Ultrasound cavitation in liquids accompanied by sonoluminescence [17]. This intensity of light depends on the intensity of the cavitation process. Today there is no single theory that explains the phenomenon sonoluminescence but based on measuring the intensity of the generated light flux can assess configuration cavitation field intensity and the cavitation process in it. Measuring luminous flux is carried out using photoelectric multiplier as the light output is very weak.

The disadvantage of this method is the fact that measurements can only be made in a completely dark room, denying access external illumination. This actually may get only two-dimensional picture of the cavitation field. Due to the fact that the photoelectron multiplier has dimensions that are equal wavelength in the liquid, measuring the depth of the process leading to the volume of material misstatement of the acoustic field configurations,

respectively, and cavitation field. It should also be noted that the measure may only be made in optically transparent liquids. In view of the above shortcomings, named method of measuring the intensity of the cavitation process and measurement of cavitation region has not received distribution.

In [18] the significant influence of ultrasound cavitation on biological objects. Under the influence of cavitation bubbles slamming in phase is complete or partial destruction of microorganisms and bacteria. The number of inactivated organisms depends on processing time and intensity ultrasound vibrations. Given that, you can evaluate a field of cavitation effect, but given method does not assess the configuration of the cavitation field.

Chemical methods of measuring the intensity of the cavitation process parameters and cavitation region [19] based on the fact that under the influence of ultrasound cavitation is number of specific chemical reactions that are impossible or occur too slowly in normal conditions. As an example, the chemical decomposition reaction of potassium iodide with the release of free iodine and starch solution color. The degree of coloration of iodine can be estimated by optical methods. The disadvantages of chemical methods should include the fact that they can not be used in those cases where technological environment are objects that are able to enter into chemical reaction with reagents indicators. Also, in general, difficult to visualize chemical methods of hardware and their use does not allow use of automation in manufacturing processes, as chemical methods have not acquired a significant spread.

It is known that under the influence of powerful ultrasound vibrations and acoustic cavitation degassing is irradiated fluid [20]. By the degree of decontamination or volume of gas released, you can judge the intensity of cavitation processes. However, these methods are complicated by difficulties with compliance with the initial conditions and the technical difficulties associated with the need to measure the volume of gas released.

The above methods give an integrated assessment of cavitation action and not to judge the configuration cavitation field.

There is a change of ultrasound cavitation process fluid volume due to the formation of cavitation bubbles [21]. Thus the change in volume can judge the amount of bubbles, but it does not provide configuration information in the cavitation field.

A perfect method is based on the use of sonocapillary effect [14]. Sonocapillary effect - is an abnormal elevation of the capillary liquid under acoustic cavitation. By raising the height of the liquid the intensity of cavitation can be judged at the point of measurement. These methods can estimate not only the intensity of the cavitation process at the point of measurement, but also to get configuration information in the cavitation field. The disadvantages of this method include the complexity and ambiguity of measurement difficulties associated with measuring complex hardware implementation.

Look for methods that are based on cavitation erosion activity area. These include the method of sample contamination [22] and the method of erosion tests [23, 24].

The method of sample contamination places a small sample of drawing on a coating which has a low adhesion to the surface, in the cavitation zone. The decrease in mass of the sample, results in the destruction of a layer of pollution which can judge the intensity of cavitation processes and build configuration cavitation field in the processing volume. The disadvantage of the method includes its bulkiness and metrological complexity associated with the need to measure small changes in mass of the sample.

Erosion test method is the destruction of the samples with cavitation unstable material under acoustic cavitation for a fixed period of time. Assessment cavitation intensity exercise or weight reduction of the sample, or the reduction of its area. The most widespread use to achieve that goal became to use aluminum foil. This decrease in the area of the foil is easily measured by optical methods. Despite its simplicity, the method has a major drawback - damaged areas foil is not involved in the demolition, which makes a significant difference metrology. Also ideal method is not suitable for process volumes with low cavitation processes through a small degree of destruction of the test sample. Also, if a sample of large

area significantly disrupted the interference pattern in the technological scope, leading to a gradual change in form cavitation field in the measurement.

The most promising methods of measurement configuration and cavitation field intensity acoustic cavitation process applies (using hydrophones) [25]. The output value of the hydrophone generated voltage (charge), which is proportional to the sound pressure. Mutual correspondence between electrical voltage and sound pressure can be determined by standard methods of reciprocity.

During the measurement of small sound pressure, cavitation mode underdeveloped or precavitation mode, you can configure cavitation field, when moving hydrophone technology in volume. Measure the value of the voltage, proportional to the sound pressure by using an ac voltmeter. By analyzing the spectral composition of the signal hydrophones can indirectly judge the intensity of cavitation processes.

The physical dimensions of hydrophones can be minimized, which allows to reduce the degree of distortion of the sound field when you use it. The method allows us to investigate how the shape of the sound field, and to assess the intensity of cavitation processes.

From the analysis of research methods configuration cavitation field intensity and the cavitation process implies that measurements using hydrophones are the most promising.

OBJECTIVE

Setting ultrasound liquid processing equipment disperse technological environment.

PRINCIPAL OF PRESENTATION MATERIAL

Measuring the value of sound pressure can be achieved by means of measuring hydrophones based on piezoceramic. During the reception mode on the covers of hydrophones piezoelement there is a potential difference, whose value is proportional to the sound pressure. Calibration of hydrophones can be done by various methods, such as reciprocity standard method [25]. In particular,

RESEARCH PARAMETERS OF ULTRASOUND PROCESSING EQUIPMENT DISPERSED IN TECHNOLOGICAL ENVIRONMENT

hydrophones used in measurements (Fig. 1) was sensitivity $M = 7,9 \cdot 10^{-5} \text{ B/Pa}$.



Fig. 1. Measuring hydrophone based on piezoceramic

Note that measure the voltage proportional to the sound pressure can be achieved in various ways, including: a peak voltmeter, voltmeter average value and rms voltmeter. This measurement different ways lead to different results. This is due to the fact that the appearance of cavitation phenomena form the voltage on the hydrophone will differ significantly from the harmonic (Fig. 2).

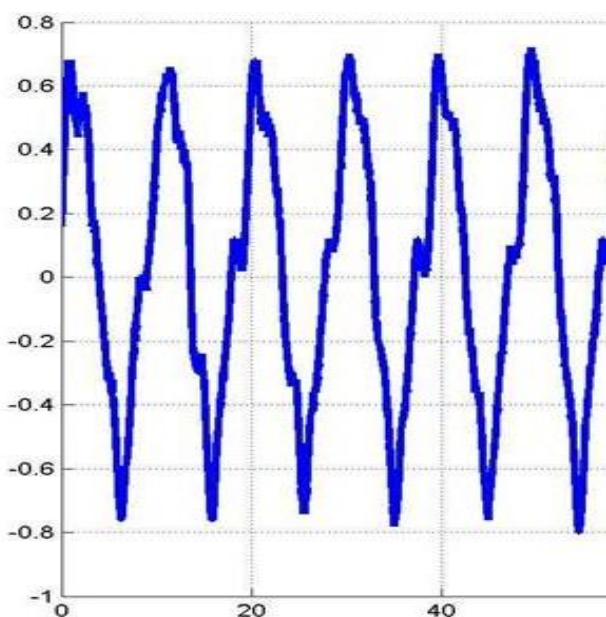


Fig. 2. Form voltage at the hydrophones in the event of cavitation

Based on the fact that the shape of the measured voltage differs significantly from the harmonious formula, and it is advisable to measure the rms voltmeter V3-57 values. This measured voltage is proportional to the pressure not only sound, but also the intensity of ultrasound vibrations.

The spread of ultrasound in liquid accompanied by the absorption of energy in the technological volume, which reduces the peak value of sound pressure with distance from the source of ultrasound vibrations. Most [26] assessed not reduce the amplitude of sound pressure and intensity ultrasound vibrations change:

$$I(x) = I(0) \cdot e^{-2 \cdot \alpha \cdot x}, \quad (1)$$

where: $I(x)$ – intensity ultrasound vibrations at coordinates x ; $I(0)$ – intensity ultrasound vibrations at the origin; α – ultrasound attenuation coefficient.

Therefore, ultrasound attenuation coefficient can be calculated by measuring according to the formula:

$$\alpha = \frac{1}{2 \cdot (x_2 - x_1)} \cdot \ln\left(\frac{I_1}{I_2}\right), \quad (2)$$

where: x_2 and x_1 – coordinates measurements; I_1 and I_2 – intensity ultrasound vibrations in the respective measurement points.

The intensity ultrasound vibrations associated with the amplitude of the sound pressure ratio:

$$I = \frac{P^2}{2 \cdot \rho \cdot c}, \quad (3)$$

where: P – amplitude sound pressure; ρ – density; c – speed of sound.

Assuming that the change in density and speed of sound was dependent on the value of sound pressure (which is true for precavitational mode and mode poorly developed cavitation), dependence (2) can be written as:

$$\alpha \approx \frac{1}{2 \cdot (x_2 - x_1)} \cdot \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^2, \quad (4)$$

where:

$$\alpha = \frac{1}{(x_2 - x_1)} \cdot \ln\left(\frac{P_1}{P_2}\right).$$

Turning on the values of sound pressure to voltage at the terminals of hydrophones, we get the relationship:

$$\alpha = \frac{1}{(x_2 - x_1)} \cdot \ln\left(\frac{U_1}{U_2}\right) \quad (5)$$

where: U_1 and U_2 – the voltage at the terminals at points hydrophone measurements.

In experiments with liquid-handling technology dispersed mixture (water-plant material) found that ultrasound attenuation value is 2.3 cm^{-1} . This attenuation does not depend on the content of the dispersed phase (plant material) in the mixture and the operating frequency ultrasound equipment.

Based on the peak value depends on the axis sound pressure ultrasound transducer:

$$P(x) = P(0) \cdot e^{-\alpha \cdot x},$$

You can build a dimensionless change of coordinates of pressure measurements (Fig. 3):

$$\bar{P}(x) = \frac{P(x)}{P(0)} = e^{-\alpha \cdot x}.$$

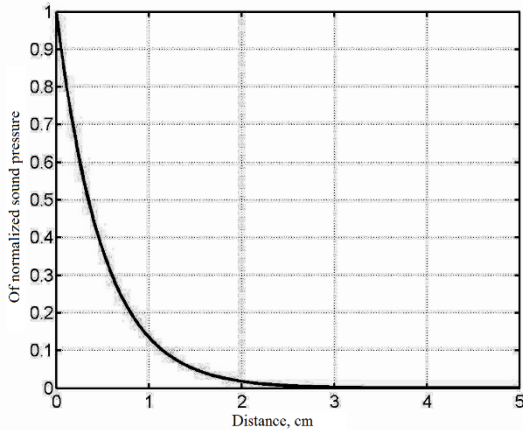


Fig. 3. Dependence of normalized sound pressure on distance from the source of ultrasound

From the resulting dependence can be noted that the most significant change in sound pressure observed at a distance of 10 mm from the radiating surface, which is of the order of 20 dB. Then change the shape of the sound field of distance is no longer significant. Thus, the measurement results in the technological mix and the water will vary by the amount of the same order.

Distribution of sound pressure and front acoustic wave in space can be described using the diagram of [27]. This ultrasound transducer can be viewed as a piston mounted in an infinite baffle.

Diagram of the piston in an infinite baffle in polar coordinates can be calculated for the potential velocity of the formula:

$$\Psi(\theta) = \frac{2 \cdot J_1(k \cdot a \cdot \sin(\theta))}{k \cdot a \cdot \sin(\theta)}, \quad (6)$$

where J_1 – bessel function; k – wave number; a – the radius of the piston; θ – the polar angle.

Due to the fact that the potential speed and amplitude of the sound pressure related by:

$$P = \rho \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial t} + const, \quad (7)$$

where: ρ – density of the liquid.

For radiation pattern can be seen on the front of the form of acoustic waves.

Analysis of the radiation pattern of high-cavitator (radius stroke of 10 mm, the operating frequency of 22 kHz) experimental setup (Fig. 4), the resulting estimated equation (6) shows that the shape of almost spherical, hence, can be considered that of high-cavitator barely has designed properties.

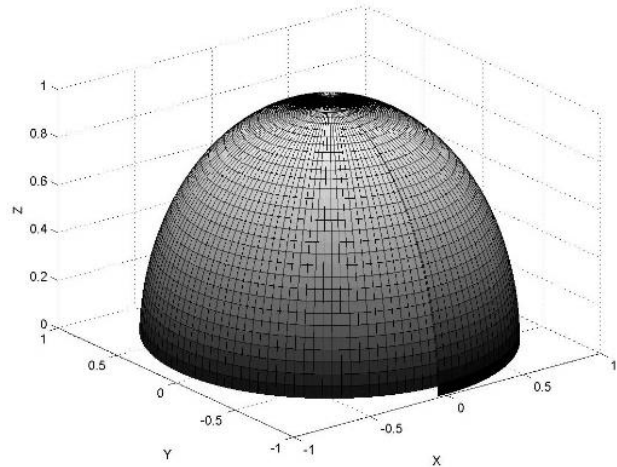


Fig. 4. Diagram of high amplitude cavitator (plane radiation lies in XOY)

It should be noted that, in general, are the considerations are valid only for the remote zone, which lies at a distance of more than the wavelength of the radiating surface-drive converter. In the near field pattern of distribution of sound field is more complicated because of interference phenomena.

The effectiveness of the ultrasound drive technological installations, in terms of converting mechanical energy into acoustic, can be measured by the impedance of radiation [26] as follows:

RESEARCH PARAMETERS OF ULTRASOUND PROCESSING EQUIPMENT DISPERSED
IN TECHNOLOGICAL ENVIRONMENT

$$Z = \frac{F}{V}, \quad (8)$$

where: F – reaction force environment, V – the amplitude of vibrational velocity cavitator working surface.

In general, the radiation impedance complex value is represented as:

$$Z = \rho \cdot c \cdot \pi \cdot a^2 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot J_1(2 \cdot k \cdot a)}{2 \cdot k \cdot a} + j \cdot \frac{2 \cdot S_1(2 \cdot k \cdot a)}{2 \cdot k \cdot a} \right), \quad (9)$$

where: $S_1(2 \cdot k \cdot a)$ – struve function, $J_1(2 \cdot k \cdot a)$ – Bessel function.

This represents the active part of the impedance of the energy transmitted in the far zone converter, a reactive component reflects the energy spent on weight fluctuations attached liquid.

For cavitator of high-operating frequency of 22 kHz (Fig. 5) reactive component of impedance of radiation can be comparable in magnitude with the active component.

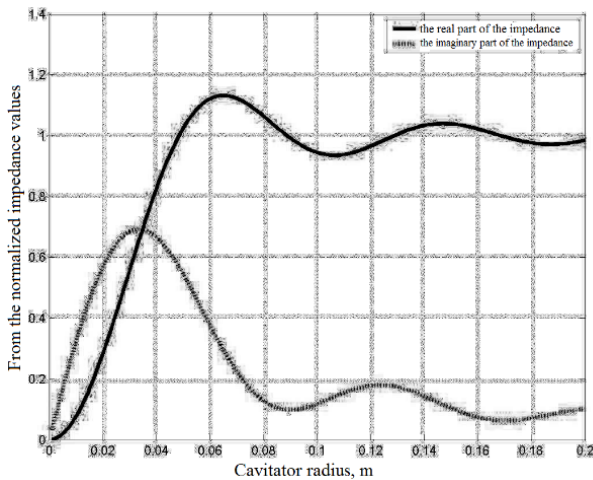


Fig. 5. From the normalized value components of radiation impedance high amplitude cavitator

It can be assumed that at the radiating surface of high-intensity acoustic cavitator arise due to the current value of the associated mass of liquid.

Experimental verification showed that the power consumption of 130 watts, the acoustic field of high-cavitator a liquid-medium dispersed quickly fades in the distance from the radiating surface and at a distance of 10 mm at the level of noise that is consistent with the data of Fig. 3. Therefore, the processing of such

environments may be only a small volume and close proximity to the radiating surface cavitator.

Similar drives with a transformer speed and low emitting area impractical to use in manufacturing processes associated with the processing of liquid-dispersed environments, including extraction, dispersion and so on.

The ultrasound small-amplitude cavitator mounted on the wall or bottom of technological capacity. The operating frequency of about 44 kHz, 50 mm diameter radiator. Diagram of this over-converter (Fig. 6) is calculated by equation (6).

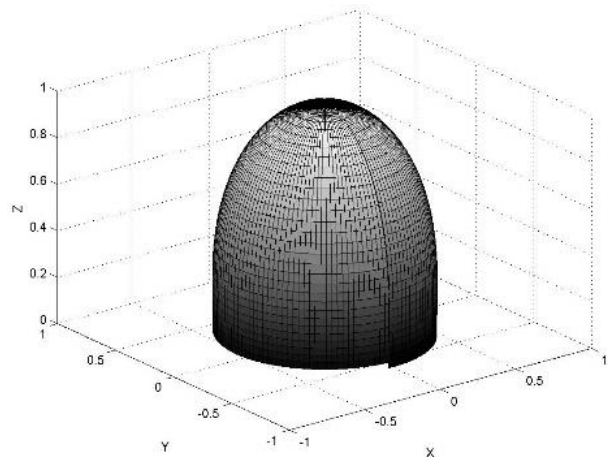


Fig. 6. Diagram of small amplitude cavitator

Compared with of high-cavitator (Fig. 4) pattern has become more elongated in the direction toward the light.

Thus, a drive-converter has a designed properties that allow intensive process manufacturing environment in the direction of the axis of radiation.

The value of radiation resistance for small-amplitude cavitator has a significant active component of the reactive impedance (Fig. 7).

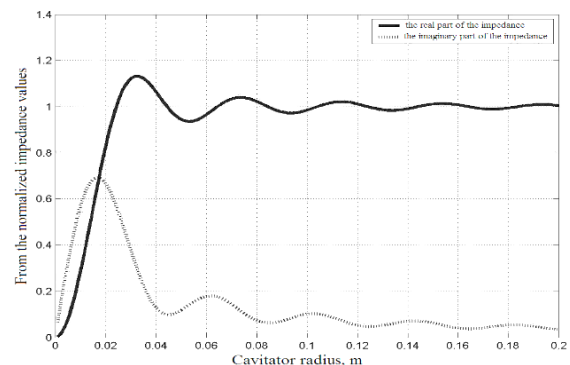


Fig. 7. The impedance radiation drive smallamplitude converter

Thus, the cost of energy ultrasound cavitation field on the formation of much larger compared to of high-cavitation.

Experimental study of distribution to small-amplitude sound pressure cavitator (Fig. 8 and Fig. 9) confirming theoretical conclusions [18].

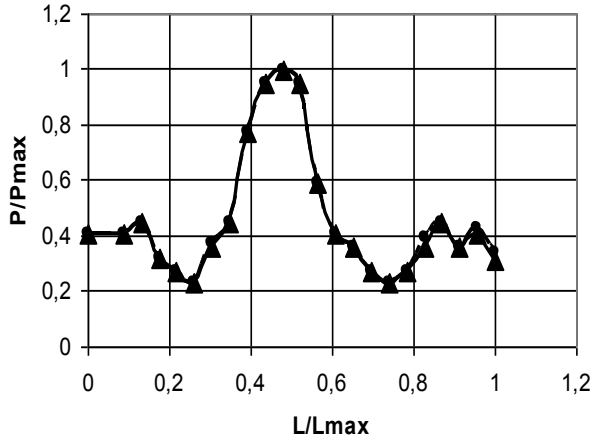


Fig. 8. Distribution of relative sound pressure to open the cavitation chamber driven radiator at bottom surface (length)

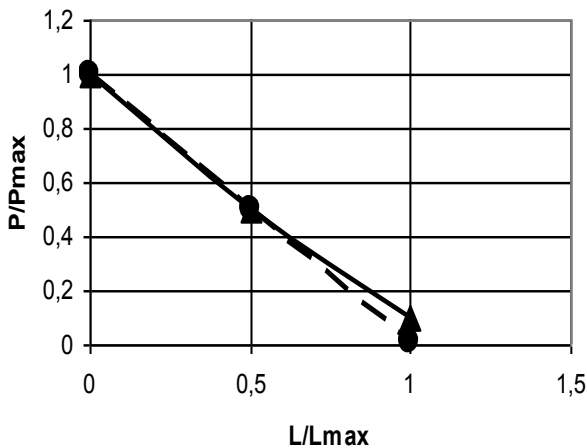


Fig. 9. Distribution of relative sound pressure to open the cavitation chamber driven radiator bottom surface to the depth in the direction opposite the radiating surface

Thus, in order to improve the ultrasound processing of liquid-dispersed environments should be used in the design of small-amplitude cavitator.

Experimental study of distribution of ultrasound cavitation field in a cylindrical chamber was performed at a frequency of 33 kHz, power 140 watts. However, note was taken analytically calculated distribution of sound pressure [28, 29], which indicates that the excitation of radial bending vibrations

corresponding fashion in the center of the cross section of the chamber should expect a reduction in sound pressure and, therefore, minimal cavitation (Fig. 10).

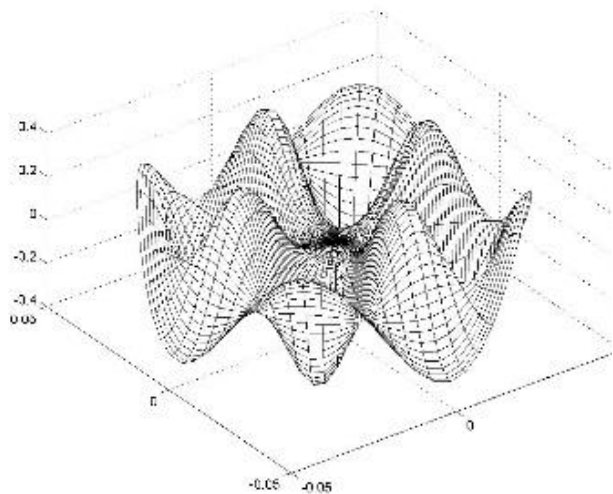
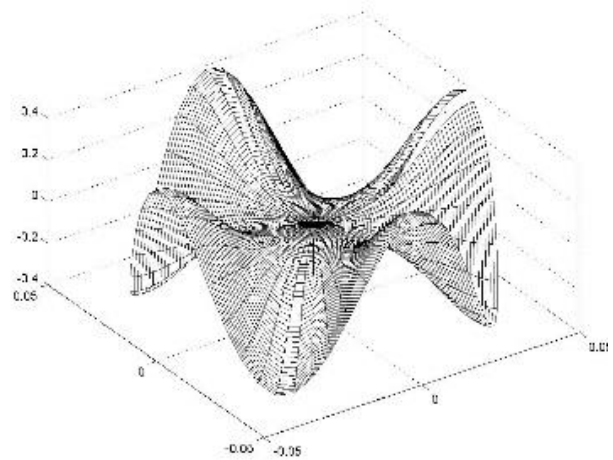


Fig. 10. Form ultrasound field in a cylindrical chamber at excitation radial bending vibrations of surface

However, this level due to the effect of concentration of power in the chamber with a cylindrical inner surface of the profile will be higher than in the case of cavitation chamber with flat surfaces.

If the excitement in cross-section tubes cavitation chamber purely radial oscillations of ultrasound energy concentrated along the central axis of the camera that achieves high values of intensity ultrasound energy (Fig. 11).

The results of the pilot study changes in sound pressure between axis actuators, radiators confirm analytical, when excited radial bending vibrations cylindrical surface cavitation

RESEARCH PARAMETERS OF ULTRASOUND PROCESSING EQUIPMENT DISPERSED IN TECHNOLOGICAL ENVIRONMENT

chamber pressure drop occurs in the central part (Fig. 12).

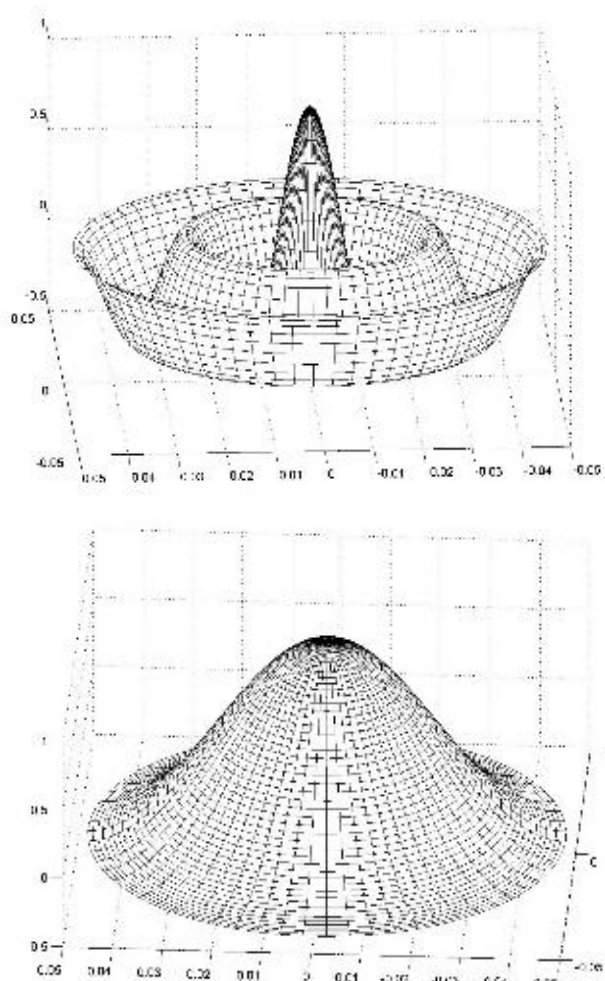


Fig. 11. Form ultrasound field in cylindrical chamber with excitation of radial oscillations of different modes

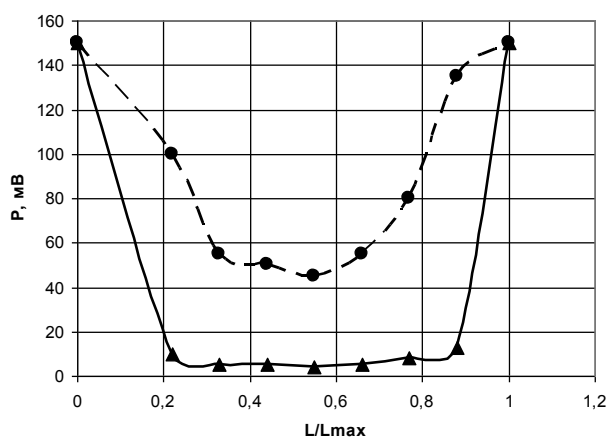


Fig. 12. Distribution of sound pressure in the cylindrical cavitation chamber in axle drives emitters

When processing dispersed technology environment (water and plant material), there is

almost 10 fold drop in pressure in the central chamber, indicating that power the essential properties of the medium. And found that the rate of absorption of ultrasound energy is substantially dependent on the concentration of plant material within its industrial feasibility (15 ... 30%).

The inner surface cavitation chamber observed maximum sound pressure level and therefore maximum cavitation activity that could adversely affect the erosion resistance of the surface of the camera, but in this area will ensure maximum effectiveness cavitation effects on the organic structure.

Thus, the use of technological equipment for processing of liquid-dispersion process fluids cylindrical cavitation chamber with radial bending vibrations need to be constructive means to separate the ineffective with cavitation point of view, the central part of the chamber and ensure passage of the mixture through a zone of maximum cavitation activity, ie near the inner the surface of the cylindrical chamber.

When calculating cylindrical chamber at high-profile radial surface fluctuations can not protect against cavitation erosion of the inner surface of the chamber and get maximum cavitation activity in the area of the central axis of the camera. This focus cylindrical surface properties ensure the achievement of considerable intensity ultrasound energy. When using this option in camera production equipment needed will only flow of process fluid along the central cylindrical cavitation chamber.

Experimentally, the law of distribution of ultrasound field in clean water and liquid-dispersed environment remains almost unchanged (Fig. 13).

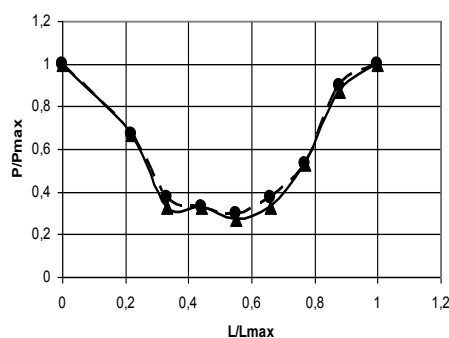


Fig. 13. Distribution of relative sound pressure cavitation in a cylindrical chamber with prepositions-emitters for creating surface

The results of the measurement of sound pressure depth model standards cylindrical cavitation chamber (Fig. 14) indicate that the maximum value observed front-drive transmitter and gradually fades with distance from it.

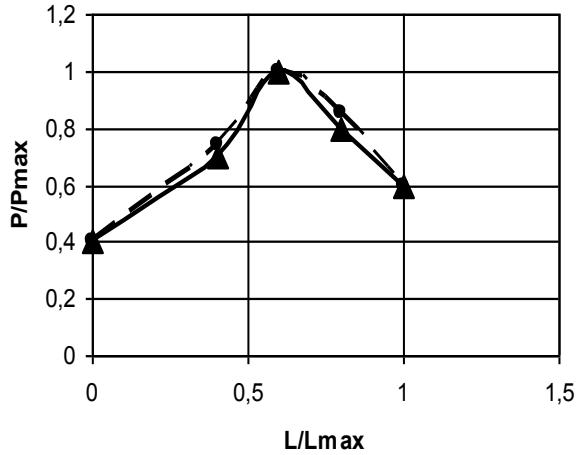


Fig. 14. The law changes the relative depth of sound pressure cylinder cavitation chamber of pretexts-emitters for creating surface

This dependence indicates the presence of bending vibrations along the length of the cylindrical surface of the chamber.

Thus, in the case of cavitation in the technological equipment of several sections drives emitters to ensure a minimum mutual influence emitters, they must be set on creating a surface of the chamber should be at a distance of wavelength of elastic waves and connected to a generator of ultrasound vibrations parallel and in phase.

In the case of structural separation zone of high cavitation activity in the volume of the cylindrical chamber, investigates, and installs additional camera alignments in the cylindrical tube. For the case of excitation radial bending vibrations surface of the chamber, the pipe should have a diameter equal to the diameter of the line that passes through the wave antinodes strain, established in the technological mix.

For the case of surface excitation radial oscillations Camera – separate the central part of the chamber and have a diameter equal to the line that passes through the nodal points of the wave deformation, established.

The use of the auxiliary pipe of an accidental size will lead to the destruction of the sound field in the cell and, therefore, changes the distribution of sound pressure (Fig. 15).

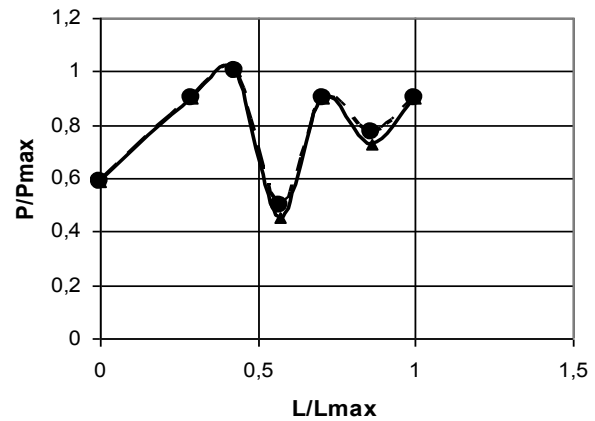


Fig. 15. Distribution of relative sound pressure cavitation in a cylindrical chamber with an auxiliary pipe (the axis drives emitters)

CONCLUSIONS

1. The analysis of existing research methods cavitation ultrasound field area.
2. The use of acoustic measurement method using hydrophones cavitation configuration allows to explore the area and assess the intensity of the cavitation process in liquid-dispersed technology environment.
3. Experimental studies suggest significant opportunities absorbing liquid mixture of plant material provided their concentrations within 15...30%.
4. Researched types of high-profile occasions emitters allow for quality cavitation processing the mixture only at a distance of 30 mm from the surface of radiation that must be considered when creating technological equipment for processing of liquid-dispersed environments.
5. Experimentally verified the identity of law ultrasound field distribution in the water and in the technological mix the light fading, and thus for designing appropriate technological equipment known to be used in the field of ultrasound cavitation technique.
6. Teoretychno and experimentally proved inexpedient use of high-drives-speed converters with transformers for technological processing of liquid-dispersion technology environments.

REFERENCE

1. **Luhovskoy A., Chuhraev N. 2007.** Ultrasound cavitation in modern technologies. – K.: Publishing and Printing Center "Kyiv University". – 244.

RESEARCH PARAMETERS OF ULTRASOUND PROCESSING EQUIPMENT DISPERSED
IN TECHNOLOGICAL ENVIRONMENT

- 2. Kysylev E. 2003.** Intensification of processes of machining using ultrasound energy field. – Ulyanovsk: Ulstu. – 186.
- 3. Hmelev V. 2010.** Application peak intensity ultrasound in the industry / V.N. Hop, A.N. Slyvyn, R.V. Barsukov, S.N. Tshuhok, A.V. Shalunov. – Biysk: Publishing House of ALT. state. Sc. University Press. – 203.
- 4. Fedotkyn I. 1987.** Physical and mathematical foundations of intensification of processes and equipment for food and chemical technology. – Kyshenev: Shtyynntsa, 18.
- 5. Lugovskiy A. 2010.** Physical model of ultrasound cavitation extracting pectin from recycled plant material / A.F. Lugovskiy, I.N. Bernik // Bulletin of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute" series "Chemical engineering, environment and resources." – №1 (5). – 25–30.
- 6. Elpiner I. 1969.** Ultrasound. Physico-chemical and biological action / I.E. Elpiner. – M.: Fizmatgiz. – 420.
- 7. Pyrsol I. 1975.** Kavytatsyya / I. Pyrsol. – M.: Mir. – 95.
- 8. Knapp R. 1974.** Cavitation / R. Knapp, J. Daly, F. Hamm. – M.: Mir. – 668.
- 9. Fedotkyn I. 1984.** Using kavytatsyy in tehnohycheskyh protsessah / I. Fedotkyn, A. Nemchin. – Kiev: High School. – 68.
- 10. Lyashok A. Yahno O. 2013.** Energy Lugovskoy model of ultrasound spray in a thin layer // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15. №5, 91–97.
- 11. Lukyanchenko M., Jalal A., Strubalin A. 2013.** Influence of technological parameters on the strength of various types of binders with ultrasound treatment vodotverdyh suspensions. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 15, №5, 17–22.
- 12. Rosenberg L. 1960.** On sound radiation into the liquid in the presence of cavitation / L.D. Rosenberg, M.G. Sirotuk // Acoustic magazine. – Volume IV. – Vol. 4. – 478–481.
- 13. Margulis M. 1984.** Fundamentals of sonochemistry (chemical reactions in the acoustic fields): Proc. A manual for the chemical. and Chemprimary process. specialist. Universities / M.A. Margulis – M.: Higher School. – 272.
- 14. Agranat B. 1987.** Osnovy physics and ultrasound techniques: Training. manual for schools / B.A. Agranat, B. Dubrovin, N.N. Havsky etc. – M.: Higher School. – 352: silt Table.
- 15. Lube V. 1967.** Experience in industrial research of low-frequency elastic vibrations for emulsion for sugar cookies / V.M. Loubet, A.I. Kotov, V.N. Lunev // Bakery and confectionery industry. – № 2. – 23–27.
- 16. Lyamshev L. 1969.** Theory of hydrodynamic cavitation noise / L.M. Lyamshev // Acoustic magazine. – Volume XV. – Vol. 4. – 572–578.
- 17. Elpiner I. 1960.** Ultrasound luminescence / I.E. Elpiner // Acoustic magazine. – Volume VI. – Vol. 1. – 3–15.
- 18. Romanov S. 1991.** Biological effects of vibration and sound: the paradoxes and problems of the twentieth century / S.N. Romanov. – L.: Nauka. – 158. – (From the molecule to the organism). – ISBN 5–02–025790–7.
- 19. Bergman L. 1957.** Ultrasound and its application in science and technology / L.A. Bergman. – M.: IIL. – 728.
- 20. Agranat B. 1974.** Ultrasound Technology/B.A. Agranat, V.I. Bashkirov, Y.I. Kitaygorodsky, N.N. Havsky. – M.: Metallurgy. – 384.
- 21. Rozenberg L. 1968.** High-power ultrasound field / L.D. Rosenberg.– M.: Nauka. – 265.
- 22. Agranat B. 1972.** On the question of monitoring the efficiency of ultrasound cleaning / B.A. Agranat, L.B. Gutnova., L.M. Lyamshev // Acoustic magazine. – Volume XVIII. – Vol. 3. – 464–465.
- 23. Lugovskoy A. 2007.** Improving the efficiency of ultrasound cavitation cleaning baths small volume / A.F. Lugovskoy, A.V. Movchanyuk, V.I. Chorny, M.F. Omelich, I.N. Bernik // Promyslova gidravlika i pneumatics. – № 1 (15). – 40–43.
- 24. Sankin G. 2005.** Force acting on the cylinder with the ultrasound cavitation / G.N. Sankin, N.V. Lesser // Technical Physics. – Vol. 75 – Issue. 7. – 101–105. – Bibliogr.
- 25. Kolesnikov A. 1982.** Ultrasound measurements. – 2 nd ed., Revised. and additional / A.E. Kolesnikov. – M.: Izd. of Standards. – 248.

- 26. Sverdlin G. 1990.** Applied hydroacoustics: Proc. posobie., 2nd ed., rev. and ext. – L.: Shipbuilding. – 320.
- 27. Bernik I. 2009.** Research ultrasound field parameters in the process of hydrolysis-cavitation ekstratsiyi pectin / I.M. Bernik, A.F. Lugovskiy, A.V. Movchanyuk, A.V. Laszok // Proceedings of the National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute". A series of engineering. – №57. – 82–87.
- 28. Lugovskoy A. 2007.** Ultrasound cavitation in modern technologies / A. F.Lugovskoy, N.V. Chuhraev. – K.: Vidavnicho poligrafichny-center "Kiev The University". – 244: Il, pl. – Bibliogr .: 229–243. – ISBN 966–594–927–6.
- 29. Lugovskoy A. 2008.** Ultrasound cavitation technology drives / A.F. Lugovskoy, V.P. Fesich, A.V. Movchanyuk // Promyslova gidravlika i pneumatics. – № 4 (22). – 28–34. – Bibliogr.: 34.

RESEARCH OF RELIABILITY OF LIFTING DEVICES IN TERMS OF ITS REAL LOADING

Victoria Korol, Maxim Nazarenko, Vadim Zaliznyak, Vasil Obodenko

*Kyiv National University of Construction Architecture
Prospect Povitroflotsky, 31, Kyev, Ukraine. E-mail: korolvictoria92@ukr.net*

Summary. Lifting mechanisms are widely used in various branches of national economy and play a significant role in the construction industry. Thus, the construction of different buildings they are the main technological machine. To lifting devices and cranes include cranes, hoists, arrow-tower, jacks, hoists, arrow crane beams and so on. All these mechanisms are working on a similar scheme: the rise and setting load in the required place. In this case, depending on the technological application on performing of certain operations load is arising on working body (the telescopic arrow, section, the cable system, truck) not only by load, and by the number of types of resistance (wind, side loads from the asymmetry of location of the working body or asymmetry centering cargo, rope length) arising oscillations in the system "working body - load" that require evaluation of their impact. All these load significantly affect the reliability of lifting devices. Therefore, the problem of forecasting efficiency of working elements lifting devices in fixed term and for reduce downtime of technics is necessary to replace worn equipment with new items. That is the task of performance of lifting devices comes down to determine the reliability which is as follows: reliability, durability, maintainability, storability.

There are two methods for determining the parameters of reliability - a statistical method during the exploitation and method of predicting at the stage of design and manufacturing. In the work performed theoretical and experimental researches that combine these two methods.

By the analysis of existing methods of selection and calculation of reliability formulated and solved tasks by establishing the actual time between failures parts and modular units of lifting mechanism on the example of tower and mobile cranes, developed an algorithm of optimization and method of justification reserve of spare parts. Analyzed

laws of the Weibull distribution, normal and exponential as a result found that the mathematical expectation, which is the average resource probability is a certain value for each of the law depending on the form of parameter distribution. Depending on obtained, in a result of the researches, initial information, were used methods of calculating the number of spare parts: average, which are based on information about the average costs of parts during operation and repair, variation-statistical, what is based on statistical data about resource of details with considering of coefficient of variation resource and calculation experimental, that takes into account the intensity and variation of triggering of parts and the distribution of resources. The obtained results of researches defined as a software product, that passed construction companies and can serve as baseline information for the planning and development of the construction project by developers.

Key words: research, reliability, lifting device, term, real loading.

FORMULATION OF PROBLEM

During the operation and testing of the reliability of the group lifting machines accumulated a significant statistical material on the developments of machines and their components to failure, failures and service life (resource). The received statistical data can be more or less likely to ensure the authenticity of that time to failure or failures described by theoretical model of failures. Random nature of occurrence of failures makes use of mathematical tools of mathematical statistics and probability theory.

For determination of the reliability of cranes was organized by a group of control surveillance tower and mobile cranes in terms of their exploitation. During the period of surveillance was collected statistical

RESEARCH OF RELIABILITY OF LIFTING DEVICES IN TERMS OF ITS REAL LOADING

information on the reliability of machines, which is a disordered selection of processing elements lifting devices for refusal.

Information about the rejection was received as a result of filling special tables in a real use of tower and mobile cranes. For determination of the reliability of components and prefabricated units were taken as a basis indicators of reliability - mean time between failures, failures elaborated that are defined by methods of mathematical statistics and probability theory.

Thus defined methodology and methods of research to determine the reliability of lifting devices.

ANALYSIS OF RECENT RESEARCH AND PUBLICATIONS

Some authors suggest only performance faultless work, failure rate and time between failures [1]. These takes a place somewhat different approach for assessing uptime and specified such indicators as a parameter failure flow and margin of safety. [2] Some attention is paid to maintainability indicators, such as controlling the suitability, availability, interchangeability and easily substitutability [3], and - indicators of reliability and durability [4]. There are also publications that are broader range of basic criteria of reliability, but many indicators have not mentioned [5]. Most of the machines that are used throughout the year estimated parameters are generally three properties: reliability, durability and maintainability, but building and road machinery except the mentioned above properties is estimated also storability.

Method for determining the parts components and prefabricated units are based on different approaches to modeling the operation of mechanisms and machines of various technological purposes. So in [6] proposes that the annual cost of a standard parts per 100 vehicles:

$$N_i = [N(t_j) - N(t_{j-1})] 100n, \quad (1)$$

where: $N(t_j) - N(t_{j-1})$ - the average number of replacements parts at the time; t_j, t_{j-1} - operating time of a car from start of exploitation

to j and $j-1$, respectively; n - the number of identical parts in one machine.

Applying the formula (1) anticipated regulations preventive maintenance, the expediency of which in the modern period of technology is obsolete, since the process of applying large number of similar machines is virtually impossible.

More effective principle of forecasting expenses of details depending on the allowable wear:

$$N_i = F(t) + \int_0^t N(t-\tau) dF_i(t), \quad (2)$$

and tear on the basis of reliability theory used in [7] (where: $F(t), F_i(t)$ - resource distribution function of the new and spare parts, running after i replacement instead of the original, τ - change of integration).

If the machine during operation time between replacement of parts subordinated exponentially and the demand for spare parts in order to simplify regarded as a stationary process that subordinated the Poisson distribution [7]:

$$P(t_m) = n_m / \exp(n_m) i! \quad (3)$$

where: $P(t_{cp})$ - probability that the need for spare parts will be equal with the average number of n_{cp} - used spare parts for the operation period t .

Provided that resource of parts distribution submits Weibull distribution of spare parts expenses calculated by the formula:

$$N_e = n_0 [(y_0 - B_0(y_0, \epsilon) + 0,5q(y_0, \epsilon))] / T, \quad (4)$$

where: n_0 - the number of parts that are installed on the same machine;

$B_0(y_0, \epsilon)$ - relative incomplete resource of detail;

$q(y_0, \epsilon)$ - likelihood of replacement detail to the time of cancellation of the machine;

T - the average lifetime of the machine to the cancellation.

Somewhat simplified dependence (4) using a normal distribution resource details, provided that the resource share of less than 0.2 full life of the machine. Overall analysis of dependencies (1)-(4) shows that the need to

carry out some research or some preconditions and assumptions.

The purpose of the study. Purpose is to study parameters of reliability lifting mechanisms and determination of the basis of directions of increase of efficiency in terms of their actual load.

PRINCIPAL OF PRESENTATION MATERIAL

An obvious factor in ensuring the reliability of the machine is to evaluate its effectiveness, which can be set using monitoring (Fig. 1) [9].

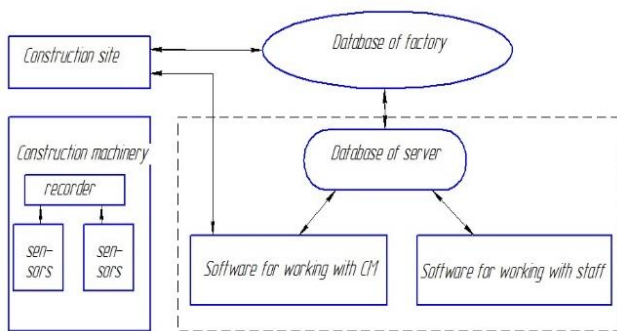


Fig. 1. Structural monitoring scheme of efficiency of construction machines

The primary task of monitoring indicators lifting gear is the allocation of those costs that reduce the efficiency of the machine, which include the loss of money and productivity losses due to downtime from technical and external causes. Loss of work done can compensate for extension of time machinery that can lead to loss of productivity. On the other hand, if the machine pauses in the work or stopped for a short time, such as 10 minutes, it is also possible to consider loss of productivity, not downtime.

In most cases, these losses are associated with irrational parameters of working platforms, inconsistency performance main and auxiliary equipment are not in sync workflow [9]. These minor stops and forced idle moves do not occur for reasons of logistics operation of construction machines. Small stops (eg for cleaning work of minor adjustments and the like) is usually shorter than 5-10 minutes, and not caused by technical failures machines that usually require the involvement of staff maintenance and repair.

The machine operator can easily correct the problems. However, frequent breaks in work

and stop can greatly reduce the efficiency of technology, as in this case the machine is not stable, reduced uniformity, frequency and speed of construction processes. One consequence of the above reasons, out of a given program of a construction project are: losses from downtime when the machine is not used for a long time, for example, more than 10-20 minutes, then we can talk about the loss by downtime of machines. These stops can occur due to technical reasons (for example, because of its refusal or perform scheduled maintenance) or by external factors, such as due to lack of demand for production machines, adverse weather conditions, etc.

If continuous monitoring of evaluating the effectiveness of the machine doesn't happens, then reduced performance can't be seen or be accepted as normal. The monitoring system provides networked machine operation and support of a multilevel organization to be able to work with it experts at various levels of skill and responsibility.

Monitoring of the efficiency of the machine not only requires appropriate hardware and software using IT technologies, but also to develop the necessary methodological prerequisites to capture and identify different states of the machine. Usually considered a working machine at this point, if the work is in one or more of the basic mechanisms and vice versa. For example, the crane can be inoperative when it's slinging cargo. When performing the same manipulations with cargo – crane considered working.

The next step of monitoring is measurement and analysis of performance losses that lets take a deliberate decision on their chance in the current operation aspects, and the anticipated loss of productivity.

To solve the problem of determining the operating strategy proposed modified dynamic model in the form [9]:

$$\bar{B}_\tau(t, t_1) = \left\{ \begin{array}{l} K_s = \frac{B_{opt,\tau}(t, t_1)}{\Pi_{opt,\tau}(0,0)} + \theta_{\tau+1}(1,0) \\ K_p = \frac{B_{opt,\tau}(t, t_1) + P_\tau(t, t_1)}{\Pi_{opt,\tau}(t, t_1)} + \theta_{\tau+1}(t+1,0) \end{array} \right\} \rightarrow \min$$

$B_{opt,\tau}(t, t_1)$ and $\Pi_{opt,\tau}(0,0)$ accordingly, the optimal operating cost, optimal per year τ

RESEARCH OF RELIABILITY OF LIFTING DEVICES IN TERMS OF ITS REAL LOADING

machine age t , which was repair in the time t_1 ; $\epsilon_{\tau+1}(1,0)$ and $\epsilon_{\tau+1}(t+1,0)$ money spent since the year τ for the considered period at operation of machines for the best option, which had in a year τ and was repair in the age t_1 , and time what the machine passed, repair in age t .

For solving model 5 must have a value of primary productivity, operating costs, cost of repair and reliability for a specific process and using lifting gear, and on this basis to determine the optimal strategy to use. So to address the identified research methods arises primary task of research methods of forecasting needs for spare parts and prefabricated units.

Basic methods of forecasting the need for spare parts is the adoption of a change in patterns of random variables describing the experimental data failures. As mentioned above, the reliability theory, provides a number of distributions which, along with the most common normal, exponential, Weibull, beta and gamma distribution, diffusion monotonous, triangular, geometric, binomial and others [1-5, 10-14].

Justification and choice of model failures is based on experimental studies, accurate collected with information that adequately meets the actual use lifting gear and deep analysis of studies on statistics time between failure. An important aspect of the research is reliable result taking into account the entire spectrum of factors in the analysis of failures (Fig. 2).

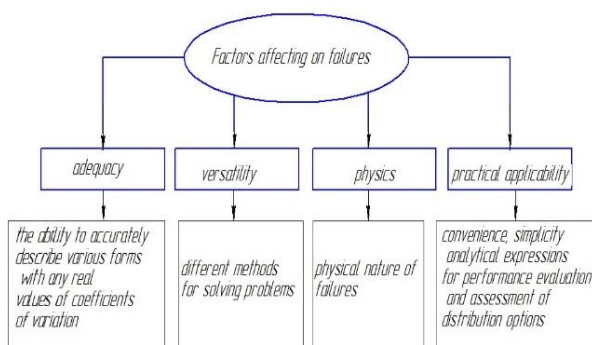


Fig. 2. Requirements for model of failure

Analysis of indicated literature which are devoted the study of engineering systems reliability, confirming a significant advantage of applying the three laws of distribution of

random variables, normal, exponential and Weibull. On this basis define the conditions under which those laws apply. The normal law is applied at progressive change settings, or in the case in which the proportion of sudden failures that had to detail, working in favourable conditions. The law under conditions phasing Use the parameter of form and scale.

Distribution of Weibull applied in conditions in which the refusals process starts with the most vulnerable detail of some set of technical system consisting of a group of elements, and also that normal and characterized by parameters shape and size and has a variety of curves failure rate. Exponential distribution is used for the analysis of complex systems that are constantly load and is characteristic of sudden failures.

Below are presented statistical study of performance indicators for example in auto cranes, that were held within one year and allowed to estimate a specific feature of reliability – the time factor, as initial parameters estimated change in the operation of machines.

Some of the machines worked out a resource, but still continue to be operated.

In connection with the limited funding for renovation of worn equipment, we have evaluated the criteria of reliability of machines that allowed to determine the real picture of the technical state of hoisting equipment. It was developed a method to determine the parameters of reliability of construction machinery. Under the first of which is determined by the number of intervals sample intervals limits, the mean time to failure and determine the average quadratic deviation. The next step is to determine the coefficient of variation and determination of the distribution, the probability of failure-free operation. For the chosen distribution law determined by density distribution and empirical function, carried out inspections of empirical and theoretical distributions. The last step is defined confidence limits.

According to the results information obtained by the algorithm was built histogram developments failures Fig. 4, histogram and graphics empirical density Fig. 5 and empirical distribution functions Fig. 6.

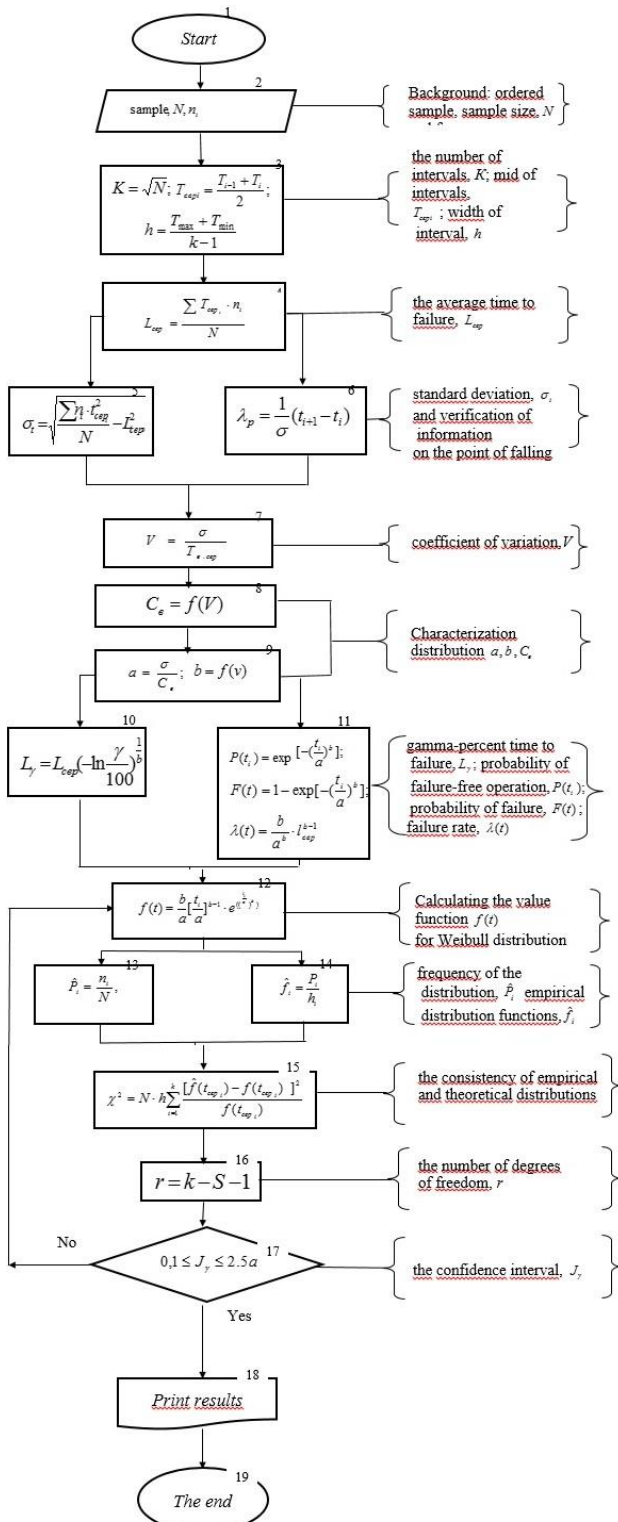


Fig. 3. Method of determining the reliability indices of construction equipment

The next step is to determine an appropriate range of resources.

Gamma appropriate resource defined by the formula:

$$T_\gamma = a \left(-\ln \frac{\gamma}{100}\right)^{1/b}, \quad (6)$$

where: a – parameter Weibull distribution.

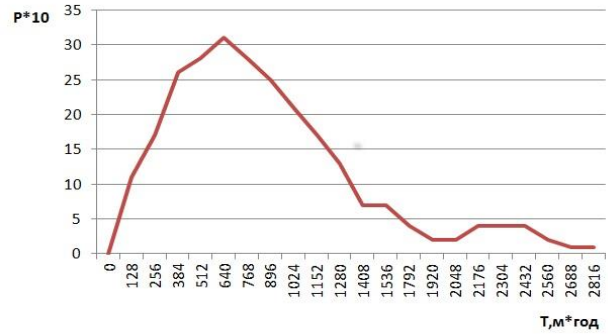


Fig. 4. Histogram of developments failures

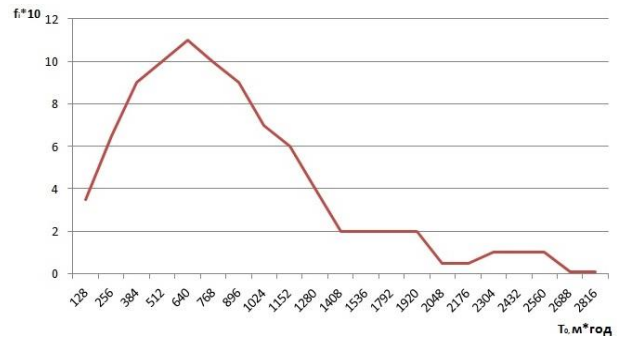


Fig. 5. Empirical density

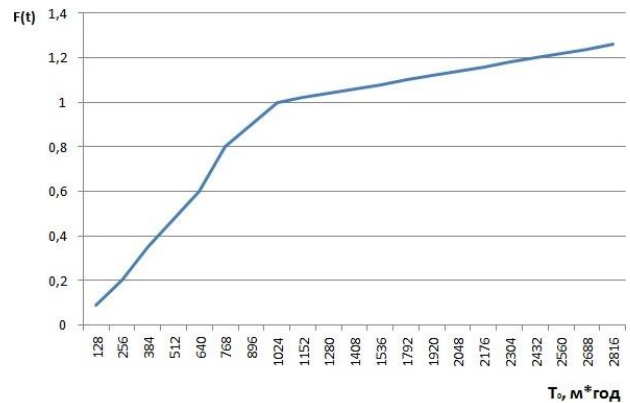


Fig. 6. Empirical distribution functions

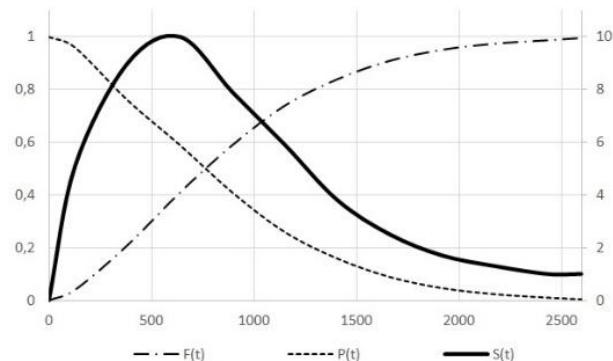


Fig. 7. Graphics features $F(t), P(t), f(t)_{meop}$

Checking agreement between the theoretical and empirical distribution.

RESEARCH OF RELIABILITY OF LIFTING DEVICES IN TERMS
OF ITS REAL LOADING

CONCLUSIONS

1. Formulated methodology and research methods of reliability indicators based on analysis of existing distribution laws of random variables.

2. It was found that the existing methods for determining spare parts and modular units can be formed not on the basis of alleged example specified consideration patient flow process operations, and by monitoring the assessment index performance in actual use lifting devices.

3. Discovered assist factors of impact on nature of failures, take into account of which will reasonably apply the laws of distribution and adequately to real conditions determine the probability of failure-free operation.

4. Obtained analytical dependence for determining the probability of failures and distribution graphs that obeys Weibull distribution.

5. An algorithm is proposed and method of calculation of the reliability of lifting mechanisms that can be adapted to other types of construction equipment.

REFERENCE

1. Dyllon B. 1984. Engineering methods to ensure system reliability: translation from English. B. Dillon, C. Singh. – Moscow: Mir. – 318.

2. Hazov B. 1986. Reference calculating machine reliability at the design stage / B. Hazov, B. Didusev. – Moscow: Publishing House "Mechanical Engineering". – 224.

3. Braude V. 1986. Reliable handling machines / V. Braude, A. Semenov. – Leningrad: Publisher "Engineering". – 183.

4. Kravchenko I. 2007. Fundamentals of Machine Reliability / I. Kravchenko, V. Zorin, E. Puchin, G. Bondarev. – Moscow: Publishing House. – 224.

5. Pronikov A. 1978. Reliability of Machines / A. Pronikov. – Moscow: Publishing House "Mechanical Engineering". – 592.

6. Methodological guidelines for forecasting technical condition of vehicles. – M.: VIM. – 40.

7. Kullback L. 1970. Bases for providing electronics spare items / L. Kullback – M.: Sov. – 207.

8. Aristov A. 1975. Machines maintainability / A. Aristov, NN // Wolves. – M. Mechanical Engineering. – 368.

9. Nazarenko M. 2015. Organizational and technological models and methods for efficient use of mechanization in construction. – K. : MP"Lesya". – 152.

10. Bondarev V. 2009. Lifting machines: Calculations lifting and conveying machines: Textbook / V. Bondarev, A. Dubinets, M. Kolesnik and others. – K.: High School. – 734.

11. Balladinsky V. Nazarenko I., O. Onishchenko. 2002. Construction machinery: Textbook. – Kyiv – Poltava: KNUCA – Pntu. – 463.

12. Braude V. 1988. Reference cranes: The 2p. P1. The characteristics and mechanisms of stress. The basis of calculation of cranes and their drives and metal constructions / V. Braude, M. Hochberg, etc. ; Under red. M. Gozberga L. : Engineering, Leningrad on-set. – 519.

13. Alexandrov M. 1988. Reference cranes: The 2p. P2. Specifications and design schemes cranes. Crane mechanisms, their parts and components. Technical exploitation of cranes / M. Alexandrov, M. Hochberg, A. Kovin and others. Under red. M. Gozberga L. : Engineering, Leningrad on-set. – 559.

14. Guidelines and tables for the calculation of spare parts for tractors and vehicles for repair and maintenance needs. – M. GOSNITI. – 200.

15. GOST 005–97. 1999. Interstate standard. The reliability of the technique. failure models. The main provisions. – M. : Publishing House of Standards. – 43.

16. GOST 3004–95. 1996. Reliability engineering. Methods for assessing the reliability indices for the experimental data. K. : – 124.

17. Novokhatniy V., Kostenko S. 2014. Reliability of cooling circulating water supply systems // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol. 16. №6, 77–84.

18. Chekmenev V. 2015. The optimization work of diesels of agricultural machines and tractors// MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Vol. 17, No. 1, 5–10.

19. ISO 10245–1. 2008. Cranes – Limiting and indicating devices – Part 1: General.

20. ISO 4301–1. 1986. Cranes and lifting appliances – Classification – Part 1: General.

ТЕХНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ПОЛОСОВОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ

*Владимир Кравчук, Леонид Шустик, Виктор Погорелый, Людмила Маринина,
Сергей Маринин, Николай Новохацкий*

*Государственное научное учреждение «Украинский научно-исследовательский институт
испытания и прогнозирования техники и технологий для сельскохозяйственного
производства имени Леонида Погорелого»
Ул. Инженерная, 5, пгт Дослідницьке, Васильківський район, Київська область, Україна.
E-mail: ndipvt@ukr.net*

*Vladimir Kravchuk, Leonid Shustik, Victor Pogorilyy, Lyudmyla Marinina,
Sergii Marinin, Nikolay Novohatsky*

*State Scientific Organization “Leonid Pogorilyy Ukrainian Scientific Research Institute of
Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production”
Str. Inženery, 5, Doslidnitske, Vasilkiv distr., Kiev region, Ukraine. E-mail: ndipvt@ukr.net*

Аннотация. В Украине используют различные системы обработки почвы, которые имеют свои сильные и слабые стороны.

Выбор рациональной системы обработки почвы есть ключевой составляющей влияющей на энерго- и трудозатраты производства продукции растениеводства и, в конечном итоге, на себестоимость продукции. Полосовая обработка почвы есть перспективной с точки зрения ресурсосбережения, рационального и эффективного использования удобрений и управления растительными остатками. Эта система интенсивно внедряется в хозяйствах Украины, но по ней ограничена информация о технологических схемах, требованиях к технологическим процессам формирования полос и посева, выборе рабочих органов, технических решениях.

Ограниченной есть также информация о гидротермических свойствах почвы в полосах и межполосовом пространстве, особенно в условиях посушливого периода. Актуальным есть планируемый эффект от внедрения комплекса машин для полосовой обработки почвы.

В данной статье даны ответы на указанные вопросы. Сформованы принципы выполнения технологического процесса, подготовлены исходные требования к параметрам полос, наличию растительных

остатков, качества посева культур севооборота – кукурузы и сои, определена особенность конструкций машин для формирования полос и посева, проведены полевые исследования агротехнических показателей посевов – температуры и влагосодержания в полосах и межполосовом пространстве, проведен расчет предварительного экономического эффекта.

Ключевые слова: обработка почвы, STRIP-TILL, полосы, технология, технические решения, исходные требования, температурный режим, влажность почвы.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Система обработки почвы является базовой составляющей энерго- и трудозатрат на производство продукции растениеводства. Выбором рациональной системы можно непосредственно влиять на снижение затрат и, в итоге, на себестоимость продукции, поскольку цены на удобрения, горючесмазочные материалы формируются в структурах неподконтрольных сельхозпроизводителю [1, 2, 3].

В Украине широко используются различные системы обработки почвы – традиционная (на основе плуга), консервирующая (с использованием чизеля), мульчирующая (с использованием дисковых рабочих органов или культиваторных лап),

mini-till – посев в минимально обработанную почву [4, 5].

Указанные выше системы обработки почвы используются в разнообразных почвенно-климатических зонах, типах грунтов, условиях влагообеспечения и орудия для их реализации постоянно совершенствуются [6, 7]. Однако эти технологии не всегда есть эффективными в направлении полноценного использования удобрений, рационального заделывания растительных остатков. Сплошная обработка почвы нелогична при производстве пропашных зерновых культур. Например, при традиционной обработке возделывается весь пахотный горизонт, что затратно и при этом проблематичны, как внесение удобрений, так и эффективность их использования. В консервирующей технологии проблематичным есть получение полосы с нужными параметрами грунта в различных по глубине слоях. В mini-till и no-till невозможно разместить удобрения в глубинных горизонтах и локализовано распределить по поверхности растительные остатки.

С точки зрения ответов на перечисленные выше вопросы рационально исследовать полосовую обработку почвы (STRIP-TILL) [8–12].

STRIP-TILL как технология, взяла преимущества от каждой из систем, что позволяет ей иметь в зоне развития и роста корневой системы растений качественно обработанную почву с разнородным и приемлемым для вегетации растений фракционным составом с развитой сетью трещин в глубинных горизонтах полосы для аэрации, влагонакопления и влагосбережения, с локально расположенной в рациональных горизонтах дозой минеральных удобрений, целесообразно распределенные растительные остатки в полосе и междуполосном пространстве, способствующие оптимизации термического режима почвы и удержанию влаги.

В литературе имеется много информации об указанной системе обработке почвы, однако ограничены данные о схемах ее реализации в севооборотах. Неосвещенными есть вопросы размеров обработанных и необработанных зон, глубины закладки

удобрений, не изучены и сами технические решения. Кроме того, целесообразным есть изучения влияния указанных параметров на влаго-температурный режим, открытым остается вопрос затрат на единицу площади при внедрении данной технологии.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Широкомасштабное производственное использование STRIP-TILL связано с технологиями возделывания кукурузы в США. Кроме кукурузы, эта технология не менее актуальна для выращивания других пропашных культур: сои, подсолнечника, сорго, сахарной свеклы. Успешным есть также выращивание рапса по технологии STRIP-TILL [13, 14].

Предполагаемый эффект – частичная обработка почвы и улучшение экологии, экономия топлива и материальных ресурсов, оптимизация режима увлажнения почвы, рациональное использование минеральных удобрений, минимизация парка машин и износа их рабочих органов, повышенная устойчивость процесса выращивания культур севооборота к изменениям климата.

Базовый комплекс машин для возделывания культур по STRIP-TILL основывается на 4-х технологических операциях – нарезке полос, посеве, уходе за посевами и уборке урожая. Две первые технологические операции в системе STRIP-TILL могут реализовываться по двум принципам выполнения технологического процесса – раздельному и совмещенному.

Анализ развития техники для полосовой обработки почвы представленной на последних мировых специализированных выставках показывает, что практически каждая из известных фирм, производящих почвообрабатывающие и посевные машины, имеет в своей номенклатуре и машины для полосовой обработки. При этом каждая фирма предлагает свои подходы по использованию сельскохозяйственных орудий.

В связи с этим можно говорить о многовариантности предлагаемых технико-технологических решений, которые в

дополнение многократно варьируются применительно к конкретному хозяйству.

Примером использования отдельного принципа есть агрегаты для полосовой обработки почвы фирм Schlagel, Orthman Remlinger (США), Stripcat (Франция), Фармет (Чехия).

Однако это оборудование позволяет совмещать его с сеялкой для одновременной нарезки полос, внесения удобрений и посева.

Фирмы Horsch, Mzuri [15, 16] предлагают посевные агрегаты которые реализуют совмещенный принцип формирования полос и посева.

Относительно оборудования для нарезки полос – его можно разделить на три основные категории – легкое, среднее и тяжелое, в зависимости от веса секций и глубины обработки (или степени обработки почвы).

В зависимости от степени воздействия на почву агрегаты для реализации STRIP-TILL можно разделить на две основные группы: весенние (легкие) и осенние (средние и тяжелые).

Агрегаты для STRIP-TILL, используемые весной, в основном предназначены для очистки полосы от растительных остатков и умеренного поверхностного рыхления почвы.

При этом возможно вносить минеральные удобрения на глубину поверхностного рыхления.

Наиболее распространены агрегаты для осенней технологии STRIP-TILL – с глубиной обработки почвы до 20-30 см.

На этих агрегатах обязательны глубокорыхлитель для обработки почвы на глубину 20-30 см, а также дополнительные рабочие органы – культерный нож, очистные диски, турбодиски, каток [17, 18].

Посредством глубокорыхлителя в почву можно подавать жидкие и (или) сыпучие удобрения, в том числе на два разных уровня. Такие агрегаты наиболее распространены и, как правило, хорошо подходят для осенней обработки почвы.

При использовании на весенней обработке в зонах недостаточного увлажнения, глубокорыхлитель сильно иссушает почву, вынося на поверхность его влажную часть.

При всем этом необработанная полоса выступает своеобразным буфером позитивно взаимодействующим с обработанной зоной в части влагообмена, возобновления и нормализации жизнедеятельности почвенной биоты.

Предлагаемые на рынке сельскохозяйственной техники агрегаты с ценой секции для формирования полос \$ 2-5 тыс. (а в посевных агрегатах до \$ 20 тыс.) рассчитаны на потребителя с высоким финансовым потенциалом, поэтому завозятся в Украину широкозахватные конструкции.

Работа посвящена исследованиям технико-технологических решений для полосовой обработки почвы в короткоротационном севообороте или выращивании пропашных культур – кукурузы и сои и оценке их эффективности.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В настоящее время в технологии STRIP-TILL для Украины актуальны вопросы выбора рациональных схем посева пропашных культур с разными междурядьями и оптимизация состояния параметров почвы, посев различных культур, исследования отзывчивости культур на глубину заделки удобрений.

Полученная об этом информация должна быть использована при разработке исходных требований к технологическим процессам формирования полос и посева кукурузы и сои.

Возникла необходимость разработки макетного образца секции для формирования полос и дооборудования секций пропашной сеялки для работы в полосах с высоким содержанием растительных остатков и проведении полевых исследований использования этих машин на сое и кукурузе. На основании экспериментальных образцов технических решений необходимо провести агротехнические исследования, которые содержат информацию о влаготемпературном режиме полос и междурядий. Кроме того есть необходимость провести предварительную экономическую оценку эффективности полосовой обработки почвы.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Обоснование технологической схемы, разработка исходных требований, выбор рабочих органов, изготовление макетного образца для формирования полос, выбор схемы. Разработка технологической схемы посева пропашных культур севооборота по системе STRIP-TILL.

Формирование полос базируется на использовании короткоротационного севооборота кукуруза-кукуруза-соя с разной шириной междурядий (70 и 45 см) [19], что определит особенности конструкции секции для нарезания полос. Это дает возможность вести посев кукурузы с междурядьями 70 см и сои с междурядьями 45 см. Ключевым требованием к посеву есть работа в условиях наличия на поверхности почвы значительного количества остатков кукурузы или сои, которые необходимо перерезать и очищать при этом зону посева.

На рис. 1 показаны параметры полос под посев различных культур.

Требования к технологическому процессу формирования полос и посева пропашных культур севооборота по системе STRIP-TILL.

По результатам исследований подготовлены исходные требования к технологическим процессам формирования полос, посева кукурузы и сои при полосовой обработке почвы (табл. 1).

Элементы технологического процесса и их реализация.

На рис. 2 показано функциональные особенности рабочих органов секции и формы (эпюры) поперечных разрезов почвы при формировании полос под кукурузу и сою.

С использованием вышеуказанной информации, оригинальных подходов реализации полосовой обработки почвы [20, 21] предложены технические решения для формирования полос и посева по системе STRIP-TILL.

На рис. 3 (1 – навесная система, 2 – нож культерный дисковый, 3 – диск очисной, 4 – глубокорыхлитель, 5 – турбодиск, 6 – каток) показаны принципиальная схема и общий вид секции агрегата для полосовой обработки почвы.

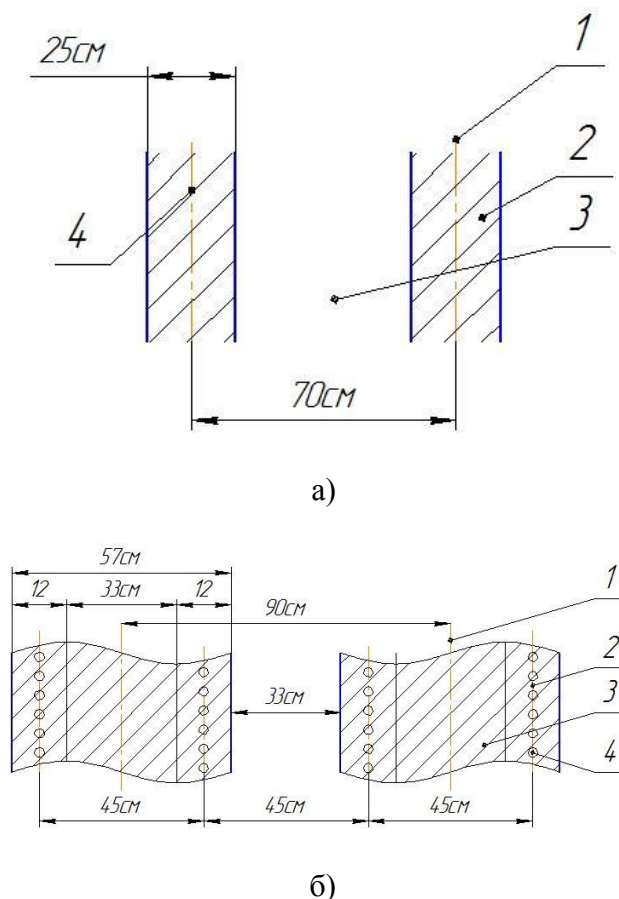


Рис. 1. Параметры полос под посев различных культур:

а) кукурузы (1 – ось перемещения долота глубокорыхлителя и сошника сеялки с междурядьем 70 см, 2 – полоса разрыхленной почвы, 3 – зона неразрыхленной почвы, 4 – зона рядка),

б) сои (1 – ось полосы разрыхленного грунта при перемещении долота глубокорыхлителя с междурядьем 90 см, 2 – ось перемещения сошника сеялки с междурядьем 45 см, 3 – полоса разрыхленной почвы, 4 – зона рядка)

Fig. 1. Bands dimensions for different crops sowing:

a) of corn (1 – chisel plow bit and drill shoe displacement axis with row spacing of 70 cm, 2 – loosened soil band, 3 – unloosened soil zone, 4 – row area),

b) of soybean (1 – the loosened soil stripe axis during chisel plow bit moving with row spacing of 90 cm, 2 – drill shoe axis movement with row spacing of 45 cm, 3 – loosened soil band, 4 – row area)

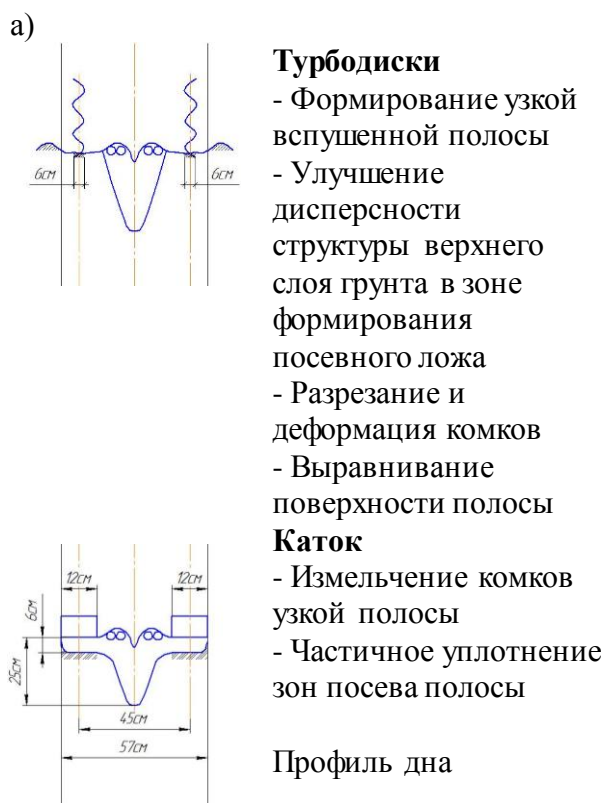
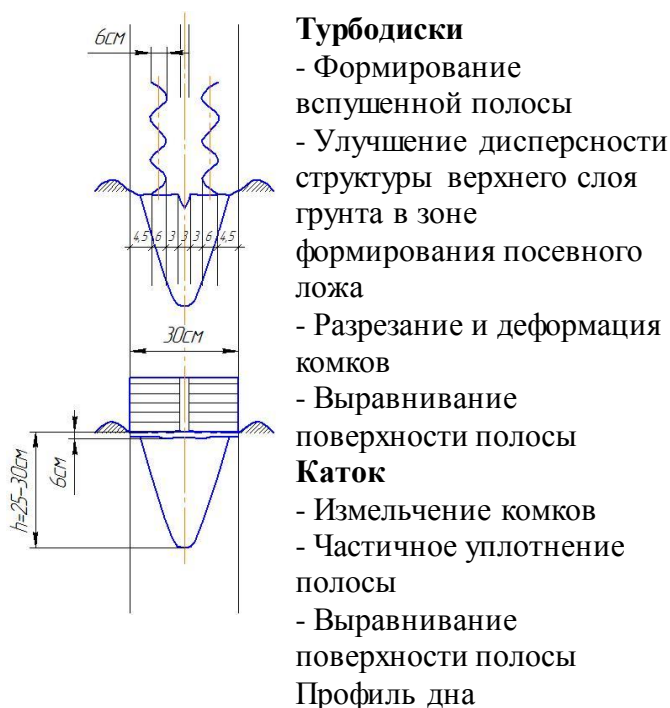
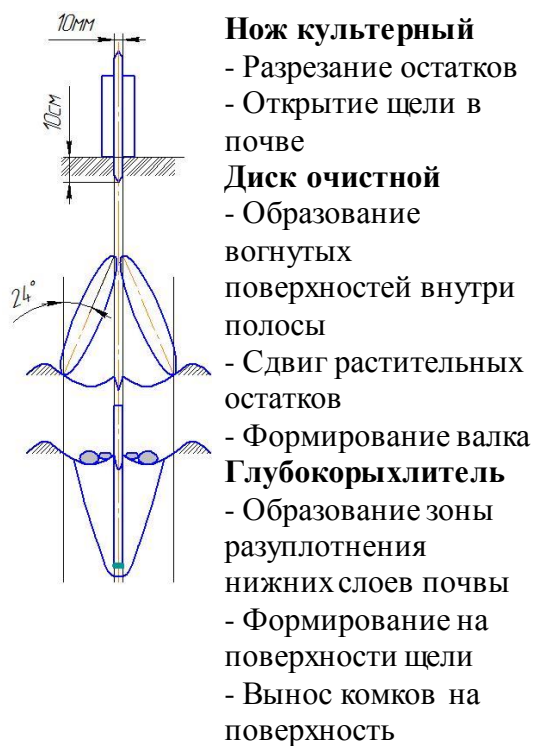


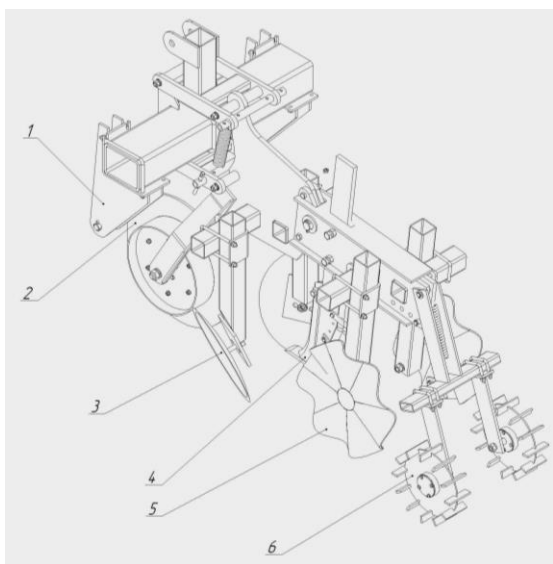
Рис. 2. Функциональные особенности рабочих органов секции для формирования полос под кукурузу (а) и сою (б)

Fig. 2. Section working bodies functional features for strips forming under corn (a) and soybeans (b)

Таблица 1. Исходные требования к технологическим процессам формирования полос для посева кукурузы и сои при полосовой обработке почвы

Table 1. Initial requirements to technological processes of bands formation and corn and soya sowing in STRIP-TILL

Значение показателя		Показатель	Значение показателя	
Обработка почвы (осень)			Посев (весна)	
под кукурузу	под сою		кукурузы	соя
25-35		Глубина обработки, см	6	4
20-30	12	Ширина полосы, см	15-20	
70	90	Ширина междурядья, см	70	45
10, 20		Глубина внесения удобрений, см	-	
До 20		Растительные остатки на поверхности полосы, %	до 50 (30)	
-		Количество заделанных семян в слой средней глубины и в двух смежных с ним слоях, %	80	



а) принципиальная схема секции для полосовой обработки почвы



б) общий вид секции для полосовой обработки почвы

Рис. 3. Принципиальная схема и общий вид секции полосовой обработки почвы

Fig. 3. Concept scheme and general appearance of the section for STRIP-TILL

Посев в нарезанные полосы невозможен без сеялки, секции которой дооборудованы разрезным культерным диском и звездочками очистки рядка (рис. 4).

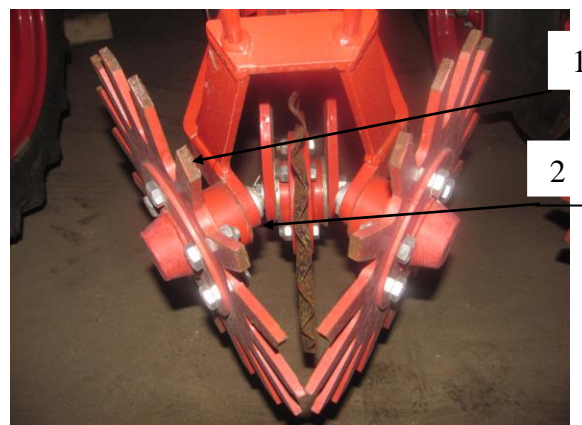


Рис. 4. Дополнительное оборудование секции сеялки для разрезания растительных остатков и очистки рядка

1 – культерный диск, 2 – звездочка

Fig. 4. Drill section additional equipment for crop residues cutting and row cleaning

1 – coulters, 2 – sprocket

На рис. 5 показаны в условиях высокого содержания растительных остатков технологические операции формирования полос (а) и посева (б).

Проданная выше работа позволила провести посев культур кукурузы и сои на участках обработанных по системе STRIP-TILL в сравнении с контрольным посевом по вспашке и осуществить агротехнические исследования.



а)



а)



б)



б)

Рис. 5. Посев по полосам с высоким содержанием растительных остатков

Fig. 5. Sowing on bands with a lot of plant residues

На рис. 6 представлено всходы кукурузы, сои и посевы кукурузы в фазе роста и налива зерен.

За 2015 год при среднемноголетней норме 587,6 мм выпало 392,4 мм осадков, то есть наблюдалась нехватка осадков, которая составляла за указанный период 195,2 мм. При этом осадки в течение 2015 распределялись крайне неравномерно.

В течение вегетационного периода 2015 года сумма активных температур (температур, выше 10 °С) составляла 3051,6 °С, что на 163,8 °С превышает многолетнюю норму. За указанный период выпало 158,6 мм осадков, что значительно ниже средних многолетних значений (– 213,7 мм). При этом значительная часть выпавших осадков в летние месяцы, имела характер ливня, иногда – с порывистым ветром.



в)

Рис. 6. Всходы кукурузы (а), сои (б) и посевы кукурузы в фазе роста и налива зерен (в)

Fig. 6. Corn seedlings (a), soybean (b) and the corn crops in the growth phase and the grain filling (c)

Учитывая приведенные данные о средних температурах и суммах осадков, нами определен гидротермический коэффициент Селянинова, который в среднем за

вегетационный период 2015 года составил 0,52, что не соответствует среднему-голетнему значению, а значительно ниже нормы (рис. 7). Колебания по декадам при этом составляло от 0,00 (первая декада июня) до 2,14 (третья декада июля).

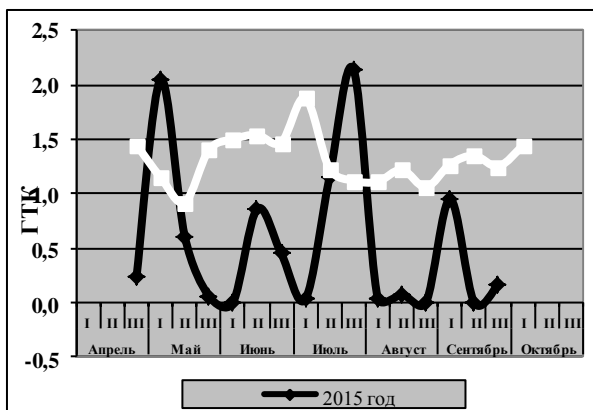


Рис. 7. Динамика гидротермического коэффициента Селянинова в 2015 году по сравнению со средними многолетними данными

Fig. 7. Dynamics of Selyaninov hydrothermal coefficient in 2015 compared to the multiyear averages

Анализ данных, представленных на рис. 9, дает основания утверждать, что в период сева и появления всходов основных сельскохозяйственных культур (конец апреля – май) гидротермические условия

2015 года были благоприятными. Вегетативная фаза развития яровых культур (конец мая – половина июня) проходила в засушливый период. Генеративная фаза развития практически всех зерновых культур проходила в условиях недостатка влаги, когда ГТК Селянинова лежал значительно ниже средних многолетних значений.

Программа-методика главных исследований включала фиксацию термического режима и влажности в полосовом и межполосовом пространствах на кукурузе высеянной по различным предшественникам, а также предварительную экономическую оценку.

Исследования посевов по технологии STRIP-TILL предусматривали контроль термического режима в полосах, межполосовом пространстве и в воздухе. На рис. 8 приведена динамика изменения температуры воздуха с 23.03.2015 года по 22.05.2015 года. Динамика температур свидетельствует о том, что межполосовое пространство, покрытое растительными остатками, практически на 2-5°C с даты посева (22.04.2015 г.) по 22.05.2015 г. было более прогретым чем сама полоса. Прогрев на вспашке (контроль) был выше на 1,5-7 °C чем прогрев в полосе.

На рис. 9 приведена динамика изменения запасов продуктивной влаги.

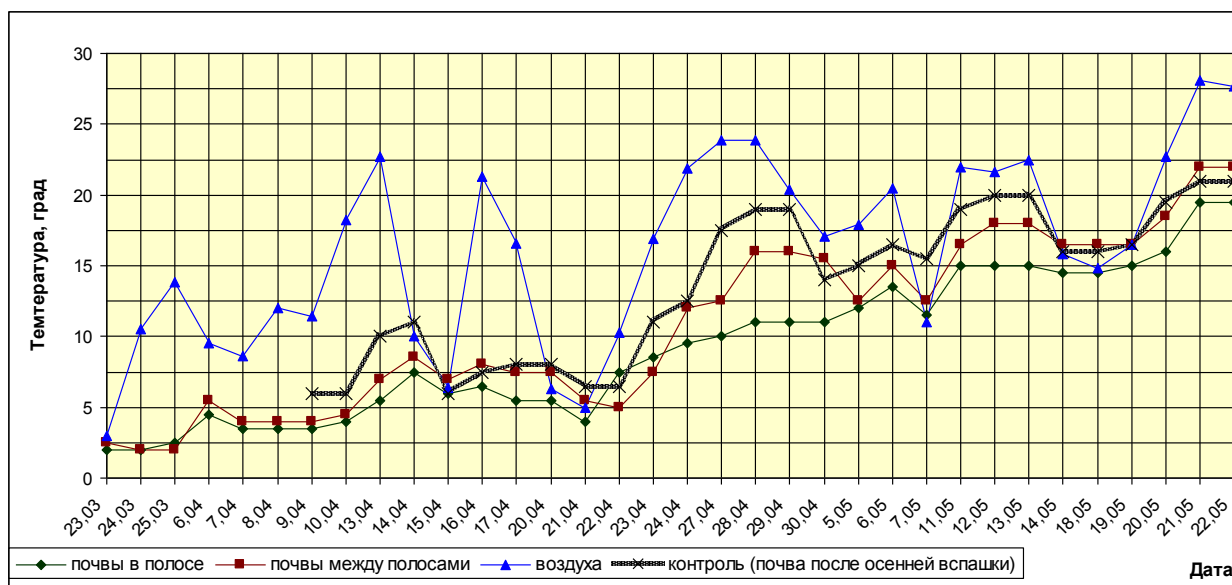


Рис. 8. Динамика температур воздуха и почвы в полосах и междуполосовом пространстве (на глубине 10 см) весной 2015 года

Fig. 8. Dynamics of the air and soil temperatures in the bands and inter-bands space (at a depth of 10 cm), spring 2015

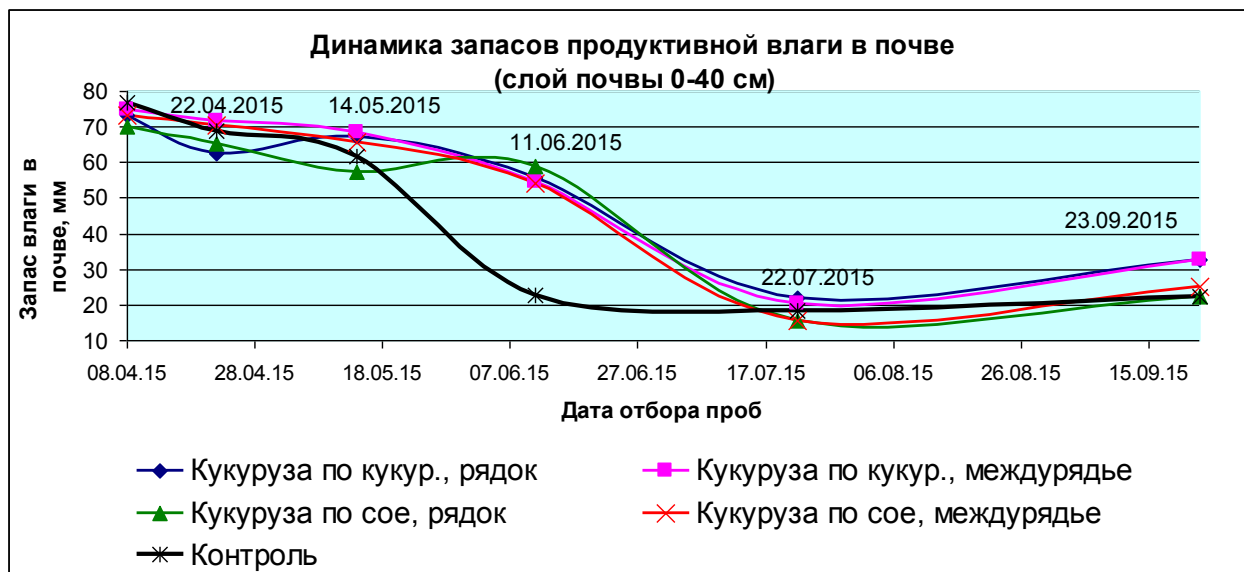


Рис. 9. Динамика запасов продуктивной влаги в почве при полосовой обработке на посевах кукурузы после различных предшественников в течение вегетационного периода 2015 года

Fig. 9. Dynamics of productive moisture reserves in the soil at band tilling on corn fields after various predecessors during the growing season 2015

Таблица 2. Техничко-экономические показатели полосовой обработки почвы

Table 2. Technical and economic indicators of stripe tillage

Показатель	Единица измерения	Традиционная обработка	STRIP-TILL
		Роздельный способ	Роздельный способ
		Трактор +тяжелая борона (2-х разовое измельчение) Трактор + разбрасыватель (внесение удобрений) Трактор + плуг (пахота) Трактор +агрегат предпосевной обработки (подготовка почвы под посев) Трактор+сеялка (посев)	Трактор+агрегат полосовой обработки (формирование полос) Трактор+сеялка (посев)
Затраты труда	чел.-час	1,18	1,62
Расход топлива	л/га	47,0	26,8
Прямые эксплуатационные затраты	грн/га	1969,71	1301,1
Экономический эффект эксплуатационных затрат в сравнении с традиционной обработкой	грн/га, (%)	1969,71(100)	668,61(34)
Экономия топливно-смазочных материалов	л/га, (%)	-	20,2(43)

Можно заключить, что в слое почвы 0-40 см содержание влаги в полосах для кукурузы высеянной по кукурузе и сое является лучшим по сравнению с контролем (вспашка). Необработанная часть междурядья есть влагоудерживающей и влагоподпитывающей зоной для полос с посевами.

По данным исследований агрегата для формирования полос 4-рядным агрегатом предназначенным для использования в малых и средних хозяйствах установлено, что расход топлива составляет около 22 л/га при глубине обработки до 25 см. Данный агрегат может использоваться для раздельного технологического процесса при формировании полос с осени под весенний посев кукурузы и сои.

На основе этих данных проведено определение эффекта от уменьшения эксплуатационных расходов [22] (табл. 2). В расчетах для базовой технологии традиционного возделывания использовано 5 технологических операций – лущение, внесение удобрений, вспашку, предпосевную обработку почвы. При раздельном режиме работы используют две технологические операции – формирование полос с одновременным внесением удобрений и посев, то есть предварительный экономический эффект уменьшения эксплуатационных затрат комплексом машин используемым в полосовой обработке почвы в хозяйствах малого и среднего размерно-ресурсных уровней сравнительно с традиционной системой составляет 34 %, а экономия горюче-смазочных материалов 43 %.

ВЫВОДЫ

1. Требованиям к комплексу машин для реализации короткоротационного севооборота в малых и средних хозяйствах есть необходимость обеспечения различной ширины междурядий культур.

2. Предложено технологические подходы для выращивания культур севооборота: обосновано параметры полос под посев кукурузы и сои, определены функциональные особенности рабочих

органов секции для формирования полос под кукурузу и сою, обоснована принципиальная схема, рекомендовано дополнительное оборудование секции сеялки.

3. Сформированы исходные требования к технологическим процессам формирования полос и посев кукурузы и сои при полосовой обработке почвы.

4. Проведенными агротехническими исследованиями, в условиях обеспечения влаги значительно ниже средних многолетних значений, установлено, что в слое почвы 0-40 см содержание влаги в полосах для кукурузы высеянной по кукурузе и сое является лучшим по сравнению с контролем (вспашка), необработанная часть междурядья есть влагоудерживающей и влагоподпитывающей зоной для полос с посевами.

5. Экономический эффект снижение эксплуатационных расходов на агрегат по сравнению с традиционной системой для хозяйств малого и среднего размерно-ресурсных уровней составляет 34 %, а экономия горюче-смазочных материалов 43 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Kravchuk V. 2010.** Novitni tekhniko–tekhnologichni rishennya dlya riznykh system obrobittu hruntu i sivby pry vyroshchuvanni zernovykh kul'tur. Proekt «AhroOlimp 150» / V. Kravchuk, V. Pohorilyy, L. Shustik // Tekhnika i tekhnolohiyi APK. – №7.
- 2. Leshchenko S. 2014.** Sostoyanye voprosa y perspektyva yntensyfykatsyy raboty chyzel'nykh orudy s tsel'yu sokhranenyya estestvennoho plodorodyya / S. Leshchenko, V. Salo, A. Vasyl'kovskyy // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 16 – № 2, Lublin – Rzeszów: Polish Academy of Sciences. – 195–201.
- 3. Mashyny. 2009.** Mashyny dlya obrobittu gruntu ta sivby: posibnyk / [Kravchuk V.I., Shustik L.P., Pohorilyy V.V., Kushnar'ov A.S., Mazuryk L.I. ta in.], za red. Kravchuka V.I., Mel'nyka Yu.F., M-vo ahrar. polityky Ukrayiny, UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho. –

- Doslidnyts'ke: UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho.– 288.
- 4. Kravchuk V. 2008.** Rezul'taty ekspertyzy tekhniko-tekhnologichnykh rishen' system osnovnoho obrobittu gruntu v tekhnolohiyakh vyroshchuvannya osnovnykh sil's'kohospodars'kykh kul'tur / V. Kravchuk, V. Pohorilyy, L. Shustik // Tekhnika APK. – № 2.
- 5. Kravchuk V. 2011.** Tekhniko-tekhnologichni systemy obrobittu gruntu v Ukraini / V. Kravchuk, V. Pohorilyy, O. Rozhans'kyy, O. Bodnar // Tekhnika i tekhnolohiyi APK. – №4. – 6–9.
- 6. Naukovi. 2004.** Naukovi osnovy ahropromyslovoho vyrobnytstva v zoni stepu Ukrainy / Redkol.: M.V. Zubets' ta in. – K.: Ahrarna nauka. – 844.
- 7. Luzan E. 2012.** Obosnovanye parametrov zadelyvayushchego rabocheho orhana dlya pryamoho poseva zernovykh kul'tur / E. Luzan, V. Salo, P. Luzan, S. Leshchenko // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 14 – № 1, Lublin – Rzeszów: Polish Academy of Sciences. – 168–173.
- 8. Kravchuk V. 2014.** Tekhnolohiya STRIP–TILL na vyroshchuvanni sil's'kohospodars'kykh kul'tur / V. Kravchuk, O. Brovarets', M. Novokhats'kyy, L. Shustik // Tekhnika i tekhnolohiyi APK. – №2. – 7–12.
- 9. Shustik L. 2015.** Smuhovyy obrobittok hruntu: vitchyznyane mashynobuduvannya na starti / L. Shustik, S. Marynin, L. Marynina // Tekhniko-tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprobuvannya novoyi tekhniky i tekhnolohiyi dlya sil's'kohospodarstva Ukrainy: zb. nauk. pr. / Derzhavna naukova ustanova «Ukrayins'kyy naukovo-doslidnyy instytut prohnozuvannya ta vyprobuvannya tekhniky i tekhnolohiyi dlya sil's'kohospodars'koho vyrobnytstva imeni Leonida Pohoriloho» (UkrNDIPVT im. L. Pohoriloho). Vypusk 19 (33). – Doslidnyts'ke. – 152–158.
- 10. John Nowatzki. 2011.** Strip Till for Field Crop Production / John Nowatzki, Greg Endres, Jodi DeJong–Hughes // University of Minnesota Extension. – May. – 11.
- 11. Overstreet, L.F., D. Franzen, N.R. Cattanach and S. Gegner. 2007** Strip–tillage in sugarbeet rotations. In 2007 Sugarbeet Research and Extension Reports. Vol. 38. Sugarbeet Res. And Ed. BD. of MN and ND.
- 12. Jodi DeJong–Hughes. 2016.** Strip Till Management and Research Update Access mode: <http://www.sdaba.org/pdfs/Strip%20Till%20Management%20-%20DeJong-Hughes.pdf>.
- 13. Gol'dberher R. 2013.** Strip-till na ripaku. Pidbyttya pidsumkiv / R. Gol'dberher // Agroexpert. – № 9. – 28–31.
- 14. Myhalev A. 2011.** Soya po Strip-till / A. Myhalev // Zerno. – № 11. – 66–69.
- 15. Samoylenko Y. 2016.** Polosnaya pochvoobrabotka / Y. Samoylenko // Zerno. – № 3. – 52–58.
- 16. Yasenets'kyy V. 2015.** Rezul'taty derzhavnykh vyprobuvan' pnevmatychnoyi sival'ky MZURI Pro-Til 4T / Yasenets'kyy V., Ivanenko L., Marynina L. // Tekhnika i tekhnolohiyi APK. – № 6. – 23–26.
- 17. Samoylenko Y. 2016.** Ot monodyska do ankernoy stoyky / Y. Samoylenko // Zerno. – № 3. – 62–69.
- 18. Lytvynyuk L. 2015.** Deyaki osoblyvosti smuhovoho obrobittu gruntu / L. Lytvynyuk // Tekhnika i tekhnolohiyi APK. – № 9. – 30–33.
- 19. Petrychenko V.F. 2007.** Ahroekologichni pidkhody do pidvyshchennya produktyvnosti korotkorotatsiynykh soyevo-kukurudzyanykh sivozmin zalezho vid stupenya nasychennya kul'turamy ta yikh systemy udobrennya v Lisostepu Ukrainy / Petrychenko V.F., Kolisnyk S.I., Panasyuk O.Ya., Bronnikova L.F. // Kormy i kormovyrobnytstvo. – Vyp. 59. – 3–9.
- 20. Pat. 2015.** № 98647 Ukrainy, MPK A01V79/00. Sposib smuhovoho obrobittu hruntu pry vyroshchuvanni sil's'kohospodars'kykh kul'tur / V.I. Kravchuk, L.P. Shustik, V.V. Pohorilyy, M.P. Marynin, Yu.V. Ponomar, M.L. Novokhats'kyy (Ukrayina). – № u 201405508, zayavl. 22.05.2014, opubl. 12.05.2015, Byul. № 9 – 6.
- 21. Pat. 2015.** № 103583 Ukrainy, MPK A01V71/00. Sektsiya smuhovoho obrobittu gruntu / V.I. Kravchuk, L.P. Shustik, V.V. Pohorilyy, Ye.K. Serbiy, V.I. Yes'man. V.I. Nitsko, O.D. Tkachuk (Ukrayina). – № u 201505457, zayavl. 03.06.2015, opubl. 25.12.2015, Byul. № 24 – 5.
- 22. Metody. 2006.** Metody ekonomichnoho otsynuvannya tekhniky na etapi vyprobuvannya: DSTU 4397:2005.[Chynnyy

vid 2006–01–01]. – К.: Derzhspozhyvstandart Ukrainy.

TECHNICAL AND TECHNOLOGICAL SOLUTIONS FOR STRIP-TILL

Summary. Different tillage systems with their advantages and drawbacks are used in Ukraine.

The choice of a rational system of soil cultivation is the key element influencing the energy and labor costs of crop production and, ultimately, the cost of production. Strip-till technology is promising from the viewpoint of resource conservation, rational and efficient use of fertilizers and management of crop residues.

This system is being implemented intensively on farms in Ukraine, but there is limited information on the technological schemes, the requirements to technological processes of bands formation and sowing, the choice of working bodies, technical solutions.

Information about hydrothermal properties of the soil in strips and inter-strips space, especially in drought season is limited also. The planned effect of the introduction of machines complex for this technology is of great importance.

This article provides answers to these questions.

The principles of implementation of the process are formed, the initial requirements to the parameters of the bands, the presence of plant residues, quality planting crop rotation – corn and soybeans are prepared, feature of designs of machines for forming bands and planting is defined, field researches of agronomic performance of crops – the temperature and moisture content in the bands and inter-bands space are performed, preliminary calculations of the economic effects are made.

Key words: soil cultivation, STRIP-TILL, strips (bands), technology, technical solutions, the initial requirements, temperature, soil moisture.

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ УПРАВЛЕНИЯ АГРАРНЫМ ПРОИЗВОДСТВОМ НА ОСНОВЕ ИТ-ТЕХНОЛОГИЙ

Александр Сидорчук

Национальный научный центр

«Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»

Ул. Вокзальная, 11, пгт. Глеваха-1, Васильковский район, Киевская область, Украина.

E-mail: sydov@ukr.net

Aleksandr Sydorchuk

National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture"

Str. Vokzalna, 11, Glevaha 1, Vasylkiv district, Kyiv region, Ukraine.

E-mail: sydov@ukr.net

Аннотация. Выполнен анализ существующего состояния использования ИТ-технологий для управления аграрным производством. Выделены и проанализированы семь основных направлений по развитию автоматизированных систем управления составляющими аграрного производства, которые позволили заключить о важности использования их для практики, а также целесообразности разработки интегрированных систем управления, в частности, систем поддержки принятия решений. Системный подход к функционированию сельскохозяйственных производителей позволил обозначить основные (системные) их составляющие, а также причинно-следственные связи между ними. Выделены две главные системы этих производителей – технико-технологическую и организационно-техническую. Раскрыты взаимосвязи между этими системами и обозначены их параметры (конфигурация). В организационно-технической системе выделено систему поддержки принятия решений, а также обозначены основные ее составляющие. Раскрыто проектно-технологический подход к обоснованию конфигурации (параметров) системы поддержки принятия решений. В частности, рассмотрено иерархическую структуру конфигурации растениеводческой технологической системы. Концептуально раскрыты укрупненные процессы управления конфигурацией составляющих

этой системы. Установлено, что конфигурация системы поддержки принятия решений должна обосновываться по результатам определения конфигураций всех составляющих растениеводческой технологической системы.

Ключевые слова: растениеводство, система, управление, проекты, технологии, конфигурация, ИТ-технологии.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В условиях глобального изменения климата и роста мировой потребности в продовольствии возникают новые задачи перед аграрной наукой по стратегии и тактике развития аграрного производства, повышению его эффективности. Становится очевидным, что в недалеком будущем основные его ресурсы – земля, вода и агрометеорологические условия должны использоваться каждым государством таким образом, чтобы не снижая уровня внутренней продовольственной безопасности, добиться как можно более полного обеспечения продовольствием других государств с его дефицитом. Имея значительный ресурсный потенциал аграрное производство в Украине, является, к сожалению, энергозатратным, в основном пагубным для почвенного покрова земельных ресурсов (сельскохозяйственных угодий). Основной причиной такого положения является некачественное управление отраслью как со стороны

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ УПРАВЛЕНИЯ АГРАРНЫМ ПРОИЗВОДСТВОМ НА ОСНОВЕ ИТ-ТЕХНОЛОГИЙ

государства, так и сельскохозяйственных производителей (СХП), которое обуславливается отсутствием достоверных (объективных) знаний о закономерностях поведения объекта управления (аграрного производства) при применении тех или иных управленческих решений. Существующие системы управления этим производством характеризуются субъективизмом, отсутствием надежных информационных средств поддержки принятия решений на основе ИТ-технологий.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Проблемы управления сложными системами рассматривались в трудах многих ученых [1, 2]. В последние тридцать лет бурно развиваются знания по управлению проектами [3], цель которых сводится к созданию стандартов соответствующей деятельности. Кроме того, продолжают развиваться знания по менеджменту [4], в частности, в аграрной сфере [5]. Появляются публикации по управлению этим производством на основе применения ИТ-технологий [6]. Однако они в основном касаются отдельных его составляющих [7, 8, 9].

Таким образом, анализ указанных публикаций дает основания утверждать, что как в мире в целом, так и в Украине в частности, вопросу управления производством аграрной продукции хотя и уделяется достаточно внимания, все же проблема остается нерешенной.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Концептуально раскрыть проектно-технологические предпосылки управления аграрным производством на основе ИТ-технологий.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Сегодня в аграрной сфере все большее распространение приобретают ИТ-технологии, которые касаются различных управленческих систем (табл.). В частности, эти технологии используются в мобильной сельскохозяйственной технике и машинных

агрегатах нового поколения. Они обеспечивают снижение напряженности в работе операторов.

Автоматический контроль технического состояния элементов машин позволяет повысить эффективность их технического обслуживания и ремонта. Использование ИТ-технологий для вождения машинных агрегатов, учета механизированных работ, расхода топлива, а также загрузки техники и работы операторов позволяет повысить эффективность растениеводческих процессов. Использование ИТ-технологий в точном земледелии [13] является основой повышения экологичности и экономичности растениеводства.

Следует также обратить внимание на использование ИТ-технологий в геоинформационных системах прогнозирования урожая сельскохозяйственных культур [16]. Соответствующая информация нужна для управления рынками зерна и прогнозирования его стоимости.

Таким образом, на основании анализа практики и науки по использованию ИТ-технологий в управлении аграрным производством можно сделать вывод, что разработанные информационные системы касаются управления отдельными его составляющими. Наукой еще не созданы компьютерно-интегрированные системы для управления функционированием и развитием этого производства.

Концептуально рассмотрим проектно-технологические предпосылки управления аграрным производством на уровне СХП. Для этого используем системный подход, который позволяет выделить две основные подсистемы (системы) технико-технологическую (Z) и организационно-техническую (управленческую) (U) (рис. 1) [25, 26]. Каждая из них выполняет соответствующие функции, которые совокупно обеспечивают производство растениеводческой продукции.

В этом случае технико-технологическая система (TTC) непосредственно осуществляет качественные преобразования почвы, семян, удобрений и выращенного урожая, а организационно-техническая (OTC) – обеспечивает создание условий, чтобы эти преобразования происходили качественно, своевременно и эффективно.

Таблица. Основные направления и результаты использования ИТ-технологий в управлении машинами и производством растениеводческой продукции

Table. Basic directions and results of the application of IT technology in the machine control and production of field-production

№ п/п	Направления использования	Управляемые процессы	Результаты
1	Интеллектуализация мобильной сельскохозяйственной техники [10–13]	Рабочие процессы механизмов, узлов и агрегатов	Снижение напряженности работы оператора
2	Контроль технического состояния составляющих машин [14–15]	Процессы изменения технического состояния составляющих машин	Повышение эффективности обслуживающе-ремонтных работ
3	Вождение машинных агрегатов по полям [17–19]	Процессы движения машинных агрегатов	Повышение точности вождения
4	Учета расхода горючего и объема выполненных механизированных работ [20–22]	Процессы расхода горючего и объема выполненных механизированных работ	Повышение эффективности выполнения механизированных работ
5	Учет использования мобильной сельскохозяйственной техники и работы операторов [7–9]	Процесс учета загрузки техники и операторов	Повышение эффективности использования техники и операторов
6	Точного земледелия [23, 24]	Контроль состояния почвы и внесения мелиорантов (удобрений)	Повышение экологичности и экономичности производства
7	Геомониторинг посевов [16]	Контроль состояния посевов	Повышение точности прогнозирования урожая

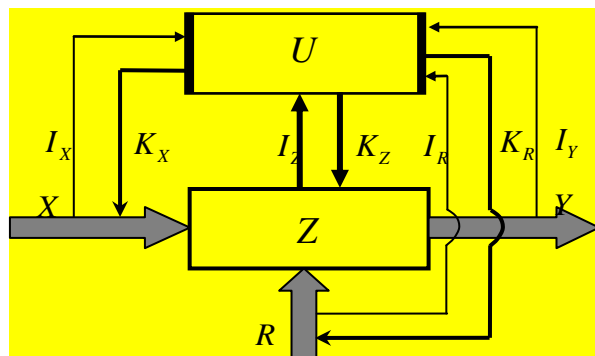


Рис. 1. Схема системы производства растениеводческой продукции: X – характеристики входящего потока требований на выполнение растениеводческих проектов, Z – параметры технико-технологической системы, R – характеристики ресурсного обеспечения проектов, Y – показатели произведенной продукции, I_X, I_Z, I_Y, I_R – характеристики входящей информации, U – параметры организационно-технической (управленческой) системы (подсистемы), K_X, K_Z, K_R – показатели выходящих распоряжений (команд)

Fig. 2. Scheme of crop production systems: X – the characteristics of the incoming flow of requests to perform crop projects, Z – technical and technological parameters of the system (subsystem), R – Characteristics of resource maintenance projects, Y – indicators of output, I_X, I_Z, I_Y, I_R – characteristics of the input information, U – organizational and technical parameters (management) system (subsystem), K_X, K_Z, K_R – performance outgoing orders (commands)

ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ УПРАВЛЕНИЯ АГРАРНЫМ ПРОИЗВОДСТВОМ НА ОСНОВЕ ИТ-ТЕХНОЛОГИЙ

Качественные преобразования указанных предметов труда осуществляются благодаря использованию аграрных технологий. Они в разрезе отдельных полей, сельскохозяйственных культур и видов механизированных работ образуют соответствующие проекты, которые объединяются в программы и портфели. Управление этими проектами, программами и портфелями осуществляется ОТС, которая включает менеджеров и систему поддержки принятия решений (СППР). Менеджеры с помощью СППР решают управленческие задачи и на основе этих решений выдают те или иные команды (K) по выполнению растениеводческих проектов, которые могут касаться как входящего потока требований (X), так и технико-технологической системы (Z), или же ее ресурсного обеспечения (R).

Учитывая изложенное, можно утверждать, что параметры систем Z и U имеют между собой связи, которые следует учитывать при создании СППР. Эти связи называются внутренними системными связями, которые в неявном виде записываются выражением:

$$Y = f(X, Z, R, I, U, K, T), \quad (1)$$

где: Y – показатели произведенной растениеводческой продукции, X, Z – соответственно характеристики входящего потока требований на выполнение растениеводческих проектов и параметры ТТС для их выполнения, R – характеристики ресурсного обеспечения проектов, I, U, K – соответственно характеристики входящей информации, параметры ОТС и показатели выходящих команд (распоряжений), T – продолжительность функционирования растениеводческой системы.

Это выражение характеризует системную задачу синтеза множества аргументов, обуславливающих показатели (функцию) произведенной растениеводческой продукции.

Для определения параметров ТТС (Z) и ОТС (U), лежащих в основе создания СППР, решаются задачи анализа. В частности, одной из таких задач является определение соответствия между характеристиками (X) входящего потока требований на выполнение растениеводческих проектов и

параметрами (Z) ТТС. Определение этого соответствия является одной из основных функций ОТС (U). Не вдаваясь в глубокое обоснование метода определения соответствия между X и Z , отметим, что в этом случае причиной (аргументом) является X , а следствием (функцией) – Z . Связь между этими величинами определяет требования к потокам информации I_x, I_z, I_y, I_r , а также предопределяет параметры ОТС:

$$U' = f(X, Z, Y, R). \quad (2)$$

В то же время, эта зависимость предопределяет параметры (конфигурацию) СППР. Анализируя параметры (U) ОТС, можно выделить следующие их составляющие: 1) менеджеры $См$, 2) управленческие задачи $З$, 3) технические средства T_{ny} для автоматизированного решения управленческих задач, 4) технические средства T_{ni} для определения состояния составляющих растениеводческих технологических систем (X, Z, Y, R), 5) коммуникационные технические средства T_{nk} , 6) алгоритмы решения управленческих задач $Ал$, 7) программные продукты $Пп_y$ для автоматизированного решения управленческих задач, 8) базы данных $Бд$, используемых для управления растениеводческими проектами (программами, портфелями), 9) базы знаний $Бз$ для управления этими проектами:

$$U = (См, З, T_{ny}, T_{ni}, T_{nk}, Ал, Пп_y, Бд, Бз). \quad (3)$$

Каждая из этих составляющих является множеством, которое отображает параметры (конфигурацию) соответствующих систем. Менеджерами ОТС являются обычно специалисты - агрономы, инженеры и экономисты, которые обосновывают и принимают решения о выдаче тех или иных распоряжений (команд) по реализации соответствующих проектов. Именно для повышения качества этих распоряжений создается СППР, которая включает составляющие $З, T_{ny}, T_{ni}, T_{nk}, Ал, Пп_y, Бд, Бз$. Эти составляющие и образуют конфигурацию СППР.

Рассматривая СППР, как инструментальный для управления растениеводческими проектами, программами и портфелями, приходим к выводу, что она должна иметь

такую конфигурацию, которая бы обеспечивала решение конечного множества управленческих задач, касающихся таких основных системных составляющих: 1) агрометеорологических условий (A_{γ}), 2) конфигурации земельных ресурсов ($K_{ЗР}$), 3) конфигурации растениеводческой продукции, производимой автономными СХП ($K_{РП}$), 4) архитектуры программ и портфелей соответствующих проектов, реализуемых для производства этой продукции ($A_{РПП}$), 5) конфигурации МТО, реализуемого растениеводческие программы и портфели ($K_{МТО}$), 6) конфигурации ОТС ($K_{ОТС}$), 7) конфигурации СППР ($K_{СППР}$) (рис. 2: A_{γ} , $K_{ЗР}$, $K_{РП}$ – соответственно агрометеорологические условия, конфигурация земельных ресурсов и конфигурации полеводческой продукции, $A_{РПП}$ – архитектура растениеводческих программ и портфелей, $K_{МТО}$ – конфигурация машинно-технологического обеспечения, $K_{ОТС}$ – конфигурация организационно-технических систем, $K_{СППР}$ – конфигурация систем поддержания принятия решения). Между конфигурациями указанных составляющих растениеводческих технологических систем существуют системные причинно-следственные связи, которые определяются результатами решения управленческих задач.

Каждая из указанных конфигураций и архитектура растениеводческих программ и портфелей является результатом управления соответствующей составляющей этих систем.

Управление конфигурацией растениеводческой продукции осуществляется по каждому из множества проектов, обеспечивающих ее производство. В то же время, множества этих проектов, объединенных в программы или портфели, соответственно образуют их архитектуру, управление которой обеспечивает формирование конфигурации соответствующей продукции, производимой

тем или иным СХП. Учитывая это, можем системно отобразить структуру условно завершеного процесса управления конфигурацией растениеводческой продукции (рис. 3, а).

Процесс управления архитектурой растениеводческих программ и портфелей базируется на технологических знаниях о выращивании и уборке сельскохозяйственных культур, которые позволяют предсказать по каждому γ -о полю, на котором выращивается (собирается) k -а сельскохозяйственная культура, характерное множество проектов $\{\rho\}_{\gamma k}$ (механизированных работ). Процесс управления ($V_{\gamma k}$) множеством $\{\rho\}_{\gamma k}$ проектов выражается:

$$V_{\gamma k} : \{\rho\}_{\gamma k} \supset \{\pi_{\gamma k \rho}\} \Leftarrow T_{L_{\gamma k}}, \quad (4)$$

где: $T_{L_{\gamma k}}$ – технологические знания (информация) о выращивании и уборке k -й культуры на γ -у поле, $\{\pi_{\gamma k \rho}\}$ – множество последовательных проектов по выращиванию и уборке k -й культуры на γ -у поле, которое задается технологией ($T_{L_{\gamma k}}$).

Множество проектов $\{\rho\}_{\gamma k}$ формирует программу производства растениеводческой продукции на базе k -й сельскохозяйственной культуры. Учитывая то, что СХП производят многономенклатурную продукцию, то их программы является многономенклатурными. Управление $V_{КРП}$ номенклатурой (конфигурацией) растениеводческой продукции позволяет определить конфигурацию соответствующих программ и портфелей, а также, как уже отмечалось, их архитектуру:

$$V_{КРП} : \{P_{\gamma k}\} = \sum_{\gamma} \sum_k \{\rho\}_{\gamma k}, \quad (5)$$

где: $\{P_{\gamma k}\}$ – множество программ по выращиванию и уборке k -х культур на γ -х полях.

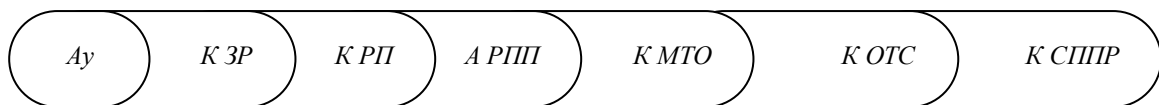


Рис. 2. Схема иерархической структуры конфигурации растениеводческих технологических систем

Fig. 2. Circuit configuration of the hierarchical structure of the crop of technological systems

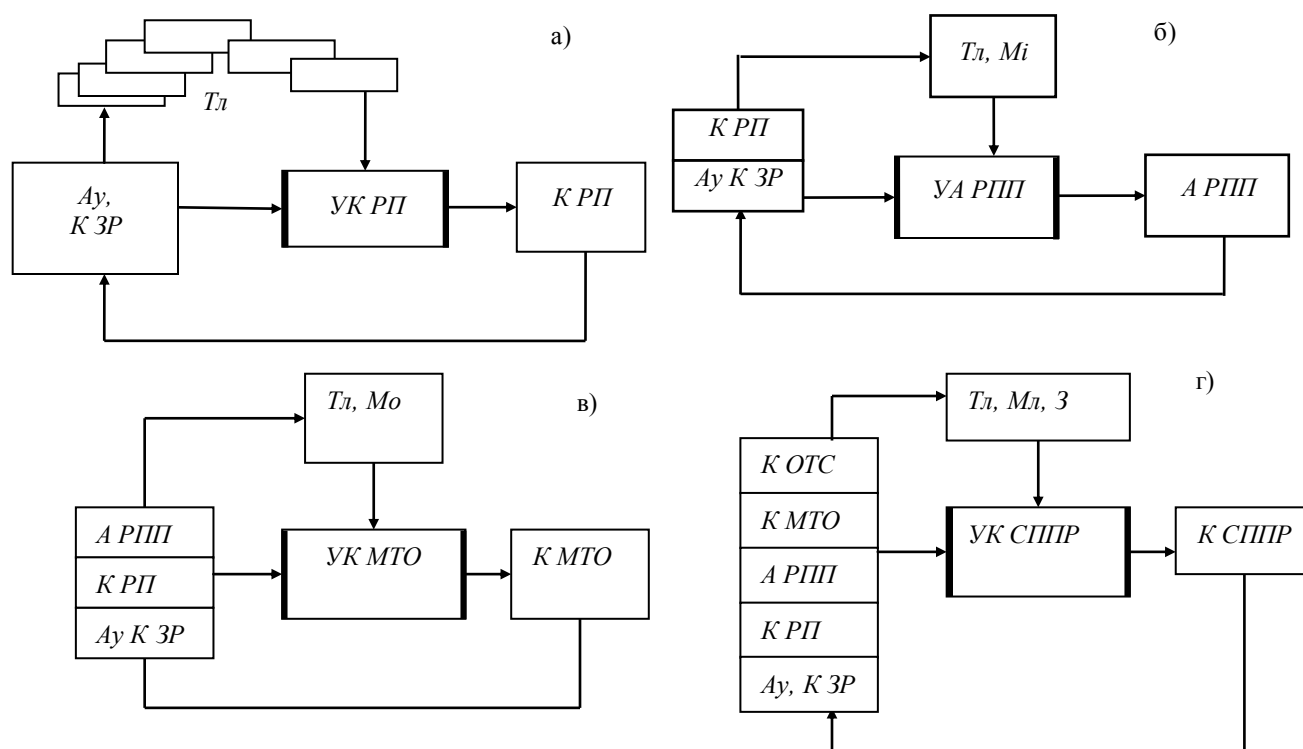


Рис. 3. Структурные схемы укрупненных процессов: а) управление конфигурацией растениеводческой продукции (УК РП), б) управление архитектурой растениеводческих программ и портфелей (УА РПП), в) управление конфигурацией машинно-технологического обеспечения (УК МТО), г) управление конфигурацией систем поддержки принятия решений (УК СППР), А РПП – архитектура растениеводческих программ и портфелей, Ау, К ЗР, К РП – соответственно агрометеорологические условия, конфигурация земельных ресурсов и конфигурация растениеводческой продукции, К МТО – конфигурация машинно-технологического обеспечения производства растениеводческой продукции, К ОТС – конфигурация организационно-технических систем, К СППР – конфигурация систем поддержки принятия решений, З – задачи управления растениеводством, Тл – технологические знания, Мл – методы управления растениеводческими программами и портфелями, Мо – методы управления конфигурацией машинно-технологического обеспечения, Мп – методы управления конфигурацией систем поддержки принятия решений.

Fig. 3. Block diagrams of the integrated processes: а) configuration management of crop production (УК РП), б) management architecture crop programs and portfolios (УА РПП), в) to manage the configuration of machine-technological support (УК МТО), г) configuration management support decision-making systems (УК СППР), А РПП – architecture crop programs and portfolios, Ау, К ЗР, К Р – respectively agro-meteorological conditions, land configuration and configuration of plant products, К МТО - configuration of the machine and technological support of crop production, К ОТС – configuration of organizational and technical systems, К СППР – Configuration support decision-making systems, З – control problems in agriculture, Тл – technological knowledge, Ми – management practices of crop programs and portfolios, Мо – management practices configuration of machine-technological support, Мп – methods of configuration management systems support decision-making

Множество программ $\{P_{\gamma k}\}$ не что иное, как архитектура программ производства растениеводческой продукции тем или иным СХП. Учитывая изложенное, структурная

схема укрупненного процесса управления архитектурой растениеводческих программ и портфелей имеет вид (рис. 3, б).

Архитектура этих программ и портфелей (А РПП), а также технологические знания

(Тл) является основой для управления конфигурацией МТО (рис. 3, в). В этом случае технологическая информация по выращиванию и уборке k -х культур на γ -х полях является основанием для определения функциональных (технологических) показателей объектов конфигурации (машинных агрегатов).

Следующим этапом управления конфигурацией растениеводческих технологических систем является идентификация конфигурации таких их составляющих, как ОТС. В этом случае речь идет об установлении структуры управленческой системы. Управление конфигурацией ОТС осуществляется на основе данных об архитектуре растениеводческих программ и портфелей, а также о конфигурации МТО.

Конфигурация ОТС вместе с подтверждением МТО и архитектурой растениеводческих программ и портфелей лежат в основе процесса управления конфигурацией СППР. В этом случае технологические знания (Тл), методы управления конфигурацией СППР (Мл), а также задачи (З), которые должны решать СППР, лежат в основе определения их конфигурации (рис. 3, г).

Конфигурация СППР разрабатывается для каждой отдельной управленческой задачи, относительно каждого отдельного растениеводческого проекта. Конфигурации частичных СППР синтезируются в общую для всех растениеводческих проектов, программ и портфелей того или иного СХП.

Таким образом, создание СППР осуществляется на основе результатов управления конфигурацией составляющих производственных систем растениеводства СХП.

ВЫВОДЫ

1. Анализ разработанных на основе ИТ – технологий автоматизированных систем управления составляющими аграрного производства свидетельствует об актуальности данного вопроса для практики, а также его нерешенности касательно интегрированного управления этим производством.

2. Системный анализ производства растениеводческой продукции обособленными сельскохозяйственными производителями позволил обозначить главные системные составляющие, причинно-следственные связи между ними, а также концептуально раскрыть их влияние на параметры (конфигурацию) систем поддержки принятия решений для управления функционированием растениеводческих технологических систем.

3. Проектно-технологический анализ этих систем позволили концептуально раскрыть их структуру, а также обозначить пять основных управленческих процессов по обоснованию конфигурации ее составляющих.

4. Уставлено, что конфигурация системы поддержки принятия решений для управления производством растениеводческой продукции должна базироваться на информации о конфигурации четырех составляющих растениеводческих технологических систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Buslenko N. P. 1978. Modelirovaniye slozhnykh sistem . – М.: Nauka. – 400.
2. Sovetov B. Ya. 1985. Modelirovaniye sistem / B. Ya. Sovetov, S. A. Yakovlev. – М.: Vysshaya shkola. – 271.
3. Bushuyev S. D. 2010. Kreativnyye tekhnologii v upravlenii proyektami i programmami / S.D. Bushuyev, N.S. Bushuyeva, I.A. Babayev i dr. – К: Sammit kniga. – 768.
4. Meskon M. 2010. Osnovy menedzhmenta / M. Meskon, M. Al'bert, F. Khedouri // Uchebnik. – М.: Delo LTD, 701.
5. Dem'yanenko S.I. 2005. Menedzhment agrarnykh predpriyatiy : uchebnoye posobiye / S.I. Dem'yanenko. – М.: Finansy. – 347.
6. PCS "SH" [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://it-rostov.ru/avtomatization/asu-tp-sh/>.
7. CLAAS TELEMATICS [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.claas.ua/cl-pw-ru/produkte/easy/telemetrie-2015>.
8. Agrosoft [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://avtotracker.com.ua/agrosoft.html?language=uk>.

- 9. Logistic TMS** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://avtotracker.com.ua/logistic-tms.html?language=uk>.
- 10. Sistemy kontrolya vyseva semyan** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://agroexpo.in.ua/PAGE/katalog2015.php?le n=0&idf=1999>.
- 11. Sistema otklyucheniya sektsiy** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: https://www.deere.ua/uk_UA/products/equipment/agricultural_management_solutions/site_specific_farming/site_specific_farming.page?
- 12. Komp'yuter-navigator** bortovoy [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://agromashresurs.all.biz/>.
- 13. Sistema kontrolya vyseva** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://agrotech-lipetsk.ru/sistema-kontrolya-vyseva/>.
- 14. Sistemy proverki sostoyaniya mashin** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.zepelin.ua/ua/industry/minestar/systems/machinehealth>.
- 15. Monitoring sel'khoztekhniki** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://1navicom.ru/cat/47>.
- 16. Kravchuk V. 2010.** Monitoring rosta i prognozirovaniya urozhaynosti sel'skokhozyaystvennykh kul'tur. Projekt "Mars" / V. Kravchuk, A. Kovtunenka // Tekhnika i tekhnologii APK, #7. – 16-21.
- 17. AMATRON 3** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.amazone.ru/356.asp>.
- 18. Sistema intellektual'nogo upravleniya oborudovaniyem iTEC Pro** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: https://www.deere.ua/uk_UA/products/equipment/agricultural_management_solutions/guidance_and_machine_control/itec_pro/itec_pro.page.
- 19. Sistema paralelnogo vozhdeniya - kursoukazatel', GPS navigator dlya traktora** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.agrometer.com.ua/parallelguide>.
- 20. GIS «Karta 2011»** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://gisagro.com/produkty>.
- 21. Gosudarstvennaya registratsiya GIS K-MINE v Kazakhstane** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://blog.kai.ua/>.
- 22. Sistema GPS / GLONASS** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://microgis.com/index.php/monitoring-selkhoztekhniki.html>.
- 23. Ort-Monitor** [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <http://avtotracker.com.ua/fort-monitor.html?language=uk>.
- 24. Agrosoft,** proyektno-tekhnologicheskii tsentr [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: http://proektnotekhnologichniy-centr-agrosoft.business-guide.com.ua/production_and_services.
- 25. Sivakovs'ka O.M. 2014.** Systemno-funktsional'ni pidstavy konfiruratsiyi proektiv upravlins'ko-informatsiynykh system ril'nytstva / O.M. Sivakovs'ka // Mekhanizatsiya ta elektryfikatsiya sil's'koho hospodarstva. – Vypusk 99, Vol. 2. – Hlevakha, – 377-383.
- 26. Krasowski E. 2015.** Modeling and Management of the Technical and Technological Potential in Agricultural Production / E. Krasowski, O. Sydoruk, L. Sydoruk / Tekh : An international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes, – Vol. 15. – No. 4. – Lublin-Rzeszow. – 79–84.

**PROJECT AND TECHNOLOGY
BACKGROUND OF MANAGEMENT BY
AGRICULTURAL PRODUCTION BASED
ON IT-TECHNOLOGIES**

Summary. The current state of use of the IT technologies for the management by agricultural production are analyzed. The seven key actions for the development of the components of the automated management systems of agricultural production are picked out and analyzed. Chosen directions are important for practical using and its indicated on feasibility of the development of integrated management systems in particularly the decision support systems. A systematic approach to the functioning of agricultural enterprises has allowed identifying the main (system) of their components, as well as the causal relationship between them. The two main systems of these manufacturers – technical and technological, organizational and technical are revealed. The relationship between these systems is revealed and the parameters (of system configuration) are designated. In the organizational and technical system the decision support subsystems are revealed and its main components are designated. The project and technological approach to the grounding of configuration (parameters) of a decision support

system are revealed. In particular, the hierarchical structure of crop technology system configuration is considered. The enlarged processes of the management by configuration of the system components are conceptually disclosed. It was found that the configuration of decision support system must be supported by the results of determining the configuration of all the components of crop technology system.

Key words: plant growing, system, management, projects, technology, configuration, IT-technology.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПРИВОДОВ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМОВАНИЯ

Вячеслав Ловейкин¹, Константин Почка²

¹*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: lovvs@ukr.net*

²*Киевский национальный университет строительства и архитектуры
Проспект Воздухофлотский, 31, г. Киев, Украина. E-mail: shanovniy@ukr.net*

Vyacheslav Loveykin¹, Konstantin Pochka²

¹*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine. E-mail: lovvs@ukr.net*

²*Kyiv National University of Construction and Architecture
Avenue Povitroflotsky, 31, Kyiv, Ukraine. E-mail: shanovniy@ukr.net*

Аннотация. Для роликовых формовочных установок с рекуперационным приводом на две формовочные тележки, энергетически уравновешенным приводом на три формовочные тележки и уравновешенным приводом на четыре формовочные тележки проанализировано динамическое уравновешивание приводного механизма. При моделировании процесса уравновешивания приводного механизма машин роликового формования решено две задачи динамического уравновешивания: уравновешивание сил инерции, приложенных в центрах масс движущихся звеньев, и уравновешивание приведенного к оси вращения приводного вала крутящего момента, возникающего от действия сил инерции. Анализ полученных результатов показывает, что максимальное и среднеквадратическое значения суммарной силы инерции, а также безразмерный коэффициент оценки сил инерции по отношению к каждой формовочной тележке имеют минимальное значение в установке с энергетически уравновешенным приводом на три формовочные тележки, максимальное и среднеквадратическое значения суммарного момента от сил инерции, а также безразмерный коэффициент оценки моментов от сил инерции по отношению к каждой формовочной тележке имеют минимальное значение в установке с уравновешенным приводом на четыре формовочные тележки.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, приводной механизм, сила инерции, момент, динамическое уравновешивание.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В существующих установках поверхностного уплотнения железобетонных изделий используется кривошипно-ползунный или гидравлический привод возвратно-поступательного движения формовочной тележки с уплотняющими роликами [1–3]. Во время постоянных пускотормозных режимов движения возникают значительные динамические нагрузки в элементах приводного механизма и в элементах формовочной тележки, которые могут привести к преждевременному выходу установки из рабочего состояния.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В существующих теоретических и экспериментальных исследованиях машин роликового формования железобетонных изделий обосновано их конструктивные параметры и продуктивность [1–3]. Вместе с тем недостаточно внимания уделено исследованию действующим динамическим нагрузкам и режимам движения, что в значительной мере влияет на работу установки и на качество

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПРИВОДОВ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМОВАНИЯ

готовой продукции. Для повышения продуктивности работы с одновременным снижением затрат энергии на обеспечение технологического процесса уплотнения бетонной смеси и разгрузки приводного механизма были разработаны усовершенствованные конструкции приводных механизмов роликовых формовочных установок [4–8].

На рис. 1 представлена роликовая формовочная установка с рекуперационным приводом, которая состоит из двух спаренных тележек [4], которые приводятся в возвратно-поступательные движения от одного привода, в состав которого входят два кривошипно-ползунные механизмы, кривошипы которых жёстко закреплены на одном приводном валу и смещены между собой на угол $\pi/2$. Установка вмещает в себе два устройства, которые расположены по разным сторонам относительно приводного вала. Каждое из устройств вмещает в себе смонтированные на порталах 9 и 10 формовочные тележки 1 и 2, которые осуществляют возвратно-поступательные движения в прямых. Тележка 1 состоит с подающего бункера 11 и с соосных секций укатывающих роликов 12, установленных в горизонтально-подвижной раме 8 с распределительным бункером. Такую же конструкцию имеет и вторая формовочная тележка. Тележки 1 и 2 с распределительными бункерами приводятся в возвратно-поступательное движение с помощью единого привода, исполненного в виде кривошипно-ползунного механизма. Кривошипы 3 и 4 жёстко закреплены на приводном валу 5, смещены между собой на

угол $\pi/2$ и соединены с шатунами 6 и 7, а шатуны в свою очередь соединены с тележками 1 и 2 соответственно.

Такая конструкция формовочной установки позволяет осуществлять передачу энергии от одной тележки, которая осуществляет процесс торможения, к другой, которая в этот момент осуществляет процесс разгона. Для данной установки проведены динамический [9] и силовой [10] анализ, проведен анализ неравномерности движения [11] и осуществлена оптимизация конструктивных параметров приводного механизма [12, 13]. Для обеспечения уплотнения железобетонных изделий на одной технологической линии предложена конструкция установки [5] с расположением формовочных тележек параллельно между собой с одной стороны приводного вала с использованием указанного выше приводного механизма (рис. 2, а).

На рис. 2, б изображена кинематическая схема роликовой формовочной установки с рекуперационным приводом для формования железобетонных изделий на одной технологической линии. На данной кинематической схеме r – радиус кривошипов 5 и 6, l – длина шатунов 3 и 4, φ – угловая координата положения кривошипа первой тележки, $\Delta\varphi$ – кут смещения одного кривошипу относительно другого, x_1 и x_2 – координаты центров масс тележек 1 и 2 соответственно, β_1 та β_2 – угловые координаты, которые определяют положения шатунов первой и второй тележек относительно горизонтали.

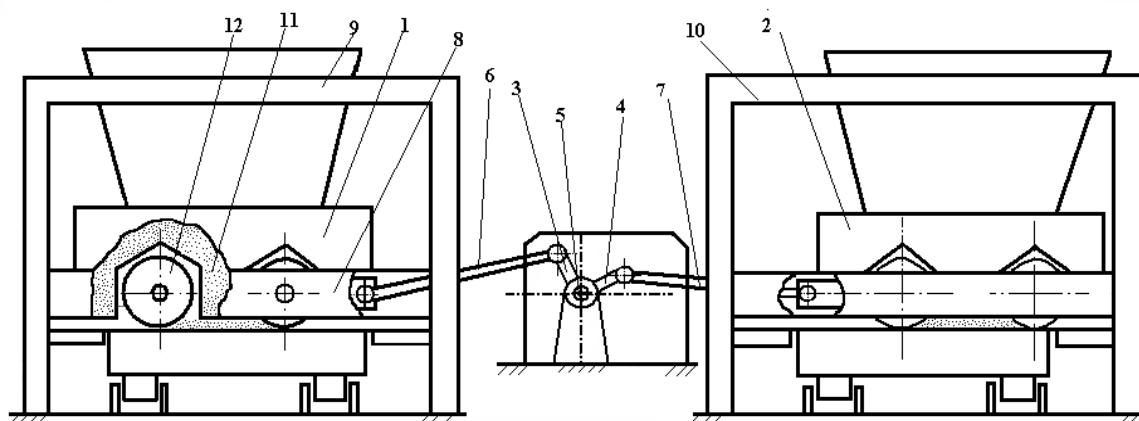


Рис. 1. Роликовая формовочная установка с рекуперационным приводом
Fig. 1. Roller forming installation with the recuperation drive

На рис. 3, а представлена роликовая формовочная установка с энергетически уравновешенным приводом, которая состоит с неподвижного портала и трёх формовочных тележек, которые выполнены с возможностью приведения в возвратно-поступательные движения от общего привода с тремя кривошипно-ползунными механизмами, кривошипы которых жёстко закреплены на одном приводном валу и смещены один относительно другого на угол $\Delta\varphi = 120^0$ [6]. Все формовочные устройства расположены параллельно между собой с одной стороны приводного вала для обеспечения уплотнения бетонной смеси на одной технологической линии. Для данной установки проведены динамический [14] и силовой [15] анализ, проведен анализ неравномерности движения [16] и осуществлена оптимизация конструктивных параметров приводного механизма [17]. На рис. 3, б представлена кинематическая схема роликовой формовочной установки с энергетически уравновешенным приводом. На рис. 4, а представлена роликовая формовочная установка с уравновешенным приводом, которая состоит с неподвижного портала и четырёх формовочных тележек, которые выполнены с возможностью приведения в возвратно-поступательные движения от общего привода с четырьмя кривошипно-ползунными механизмами, кривошипы которых жёстко закреплены на одном приводном валу и смещены один относительно другого на угол $\Delta\varphi = 90^0$ [7, 8].

Все формовочные устройства расположены параллельно между собой с одной сто-

роны приводного вала для обеспечения уплотнения бетонной смеси на одной технологической линии. Для данной установки проведены динамический [18] и силовой [19] анализ, проведен анализ неравномерности движения. На рис. 4, б представлена кинематическая схема роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом.

При работе таких установок в их элементах кроме сил тяжести и сил сопротивления на перемещение формовочных тележек возникают также силы инерции [10, 15, 19], которые создают дополнительные нагрузки на приводной механизм. Поэтому актуальной есть задача уравнивания приводного механизма машин роликового формования.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы состоит в анализе динамического уравнивания приводных механизмов машин роликового формования.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

С рис. 2, б определяем координаты центров масс тележек установки с рекуперационным приводом на две тележки:

– для первой тележки:

$$x_1 = r \cdot \cos\varphi + l \cdot \cos\beta_1, \quad (1)$$

где: r – радиус кривошипа, l – длина шатуна, φ – угловая координата положения кривошипа первой тележки, β_1 – угловая координата, которая определяет положение шатуна первой тележки относительно горизонтали.

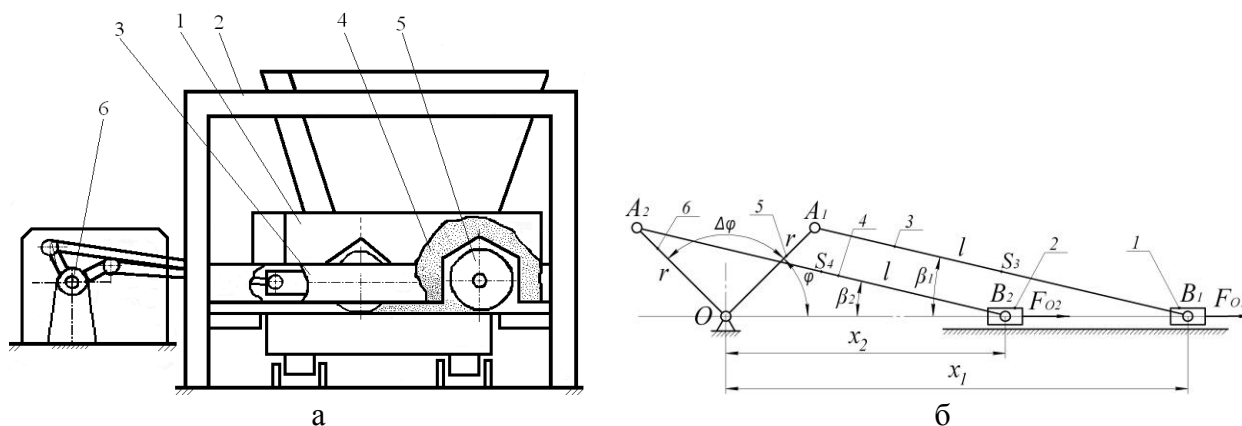


Рис. 2. Роликовая формовочная установка с рекуперационным приводом для формирования железобетонных изделий на одной технологической линии (а) и её кинематическая схема (б)

Fig. 2. Roller forming installation with the recuperation drive for formation of ferroconcrete products on one technological line (a) and its kinematic scheme (б)

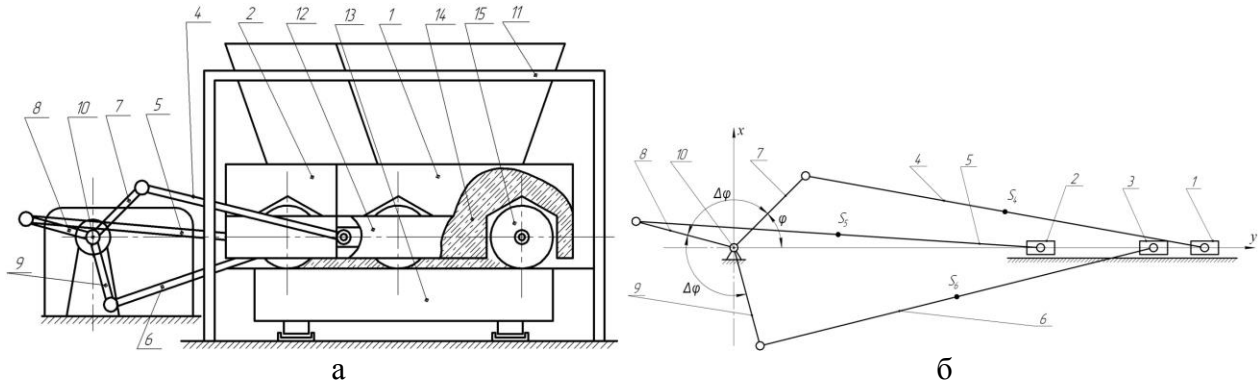


Рис. 3. Роликовая формовочная установка с энергетически уравновешенным приводом (а) и её кинематическая схема (б)

Fig. 3. Roller forming installation with energetically balanced drive (a) and its kinematic scheme (б)

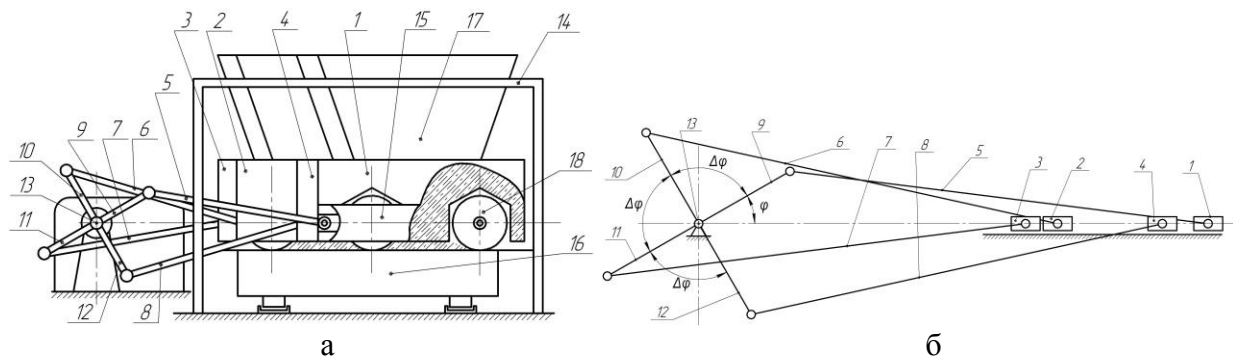


Рис. 4. Роликовая формовочная установка с уравновешенным приводом (а) и её кинематическая схема (б)

Fig. 4. Roller forming installation with the balanced drive (a) and its kinematic scheme (б)

Поскольку угол β_1 неизвестный, его возможно определить в зависимости от длины шатуна l , радиуса кривошипа r и угловой координаты кривошипа φ :

$$r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta_1 \rightarrow \sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi.$$

Отсюда

$$\cos \beta_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}.$$

Тогда

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}. \quad (2)$$

– для второй тележки:

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2, \quad (3)$$

где: $\Delta\varphi$ – угол смещения одного кривошипа относительно другого, β_2 – угловая координата, которая определяет положение шатуна второй тележки относительно горизонтали.

Значение угла β_2 определяем по аналогии с первым случаем:

$$r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2 \rightarrow \sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi).$$

Отсюда

$$\cos \beta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}.$$

Тогда:

$$x_2 = r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}. \quad (4)$$

Из выражений (2) и (4) получаем функции изменения скоростей центров масс формовочных тележек:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}, \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \quad (5)$$

где: $\dot{\varphi} = \omega$ – угловая скорость вращения кривошипов, $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$ – первые передаточные

функции центров масс соответственно тележек 1 и 2, которые определяются следующими выражениями:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right), \\ \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \times \\ &\times \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right). \end{aligned} \quad (6)$$

Функции изменения линейных ускорений центров масс тележек 1 и 2 определяются зависимостями:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}, \\ \ddot{x}_2 &= \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}, \end{aligned} \quad (7)$$

где: $\ddot{\varphi} = \varepsilon$ – угловое ускорение кривошипов, $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$ – вторые передаточные функции центров масс соответственно тележек 1 и 2, которые определяются следующими выражениями:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= -r \cdot \left[\cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right] \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= -r \cdot \left[\cos(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2(\varphi + \Delta\varphi) - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \right)^{\frac{3}{2}}} \right] \end{aligned} \quad (8)$$

Кинетическая энергия всей системы определяется как сумма кинетических энергий составляющих приводного механизма и формовочных тележек:

$$\begin{aligned} T &= \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{J_{S_3} \cdot \dot{\beta}_1^2}{2} + \\ &+ \frac{m_3 \cdot (\dot{x}_{S_3}^2 + \dot{y}_{S_3}^2)}{2} + \frac{J_{S_4} \cdot \dot{\beta}_2^2}{2} + \frac{m_4 \cdot (\dot{x}_{S_4}^2 + \dot{y}_{S_4}^2)}{2}, \end{aligned} \quad (9)$$

где: J_p – приведенный к оси вращения приводного вала момент инерции приводного механизма (с учётом ротора двигателя, передаточного механизма и соединительных муфт), m_1 та m_2 – массы формовочных тележек 1 и 2 соответственно (массы формовочных тележек равны $m_1 = m_2 = m$), m_3 , m_4 , J_{S_3} и J_{S_4} – массы шатунов 3 и 4 и их собственные моменты инерции относительно центров масс, $\dot{\beta}_1$ та $\dot{\beta}_2$ – угловые скорости шатунов 3 и 4, \dot{x}_{S_3} , \dot{y}_{S_3} , \dot{x}_{S_4} та \dot{y}_{S_4} – линейные скорости центров масс шатунов 3 и 4. Поскольку массы шатунов 3 и 4 значительно меньше масс формовочных тележек, то можем пренебречь ими и, соответственно, пренебрегаем кинетической энергией указанных шатунов. Тогда значение кинетической энергии установки будем иметь в виде:

$$\begin{aligned} T &= \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_2^2}{2} = \\ &= \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m}{2} \cdot \left[\dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right], \end{aligned} \quad (10)$$

или:

$$T = \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}. \quad (11)$$

Составим уравнение движения роликовой формовочной установки. Для этого используем уравнение Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \quad (12)$$

где: t – время, φ – угловая координата положения кривошипа, которая принята обобщённой координатой, Q_φ – обобщённая сила, которая отвечает этой обобщённой координате.

Обобщённая сила определяется зависимостью:

$$Q_\varphi = M_\partial - F_{C1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{C2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}. \quad (13)$$

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПРИВОДОВ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМОВАНИЯ

Здесь F_{C1} и F_{C2} – силы сопротивления перемещению формовочных тележек 1 и 2, M_{∂} – движущий момент приводного двигателя, приведенный к оси вращения кривошипа, который определяется по формуле Клосса:

$$M_{\partial} = \frac{2 \cdot M_{кр}}{\frac{s}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{s}} \cdot u \cdot \eta, \quad (14)$$

$$s = 1 - \frac{\omega}{\omega_0} = 1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0}, \quad (15)$$

$$s_{кр} = 1 - \frac{\omega_{кр}}{\omega_0}, \quad (16)$$

где: $M_{кр}$ – критический момент на валу двигателя, s и $s_{кр}$ – скольжение и его критическое значение, ω и ω_0 – угловая скорость ротора двигателя и её синхронное значение, u – передаточное число передаточного механизма от двигателя к приводному валу, η – КПД приводного механизма.

После подстановки зависимостей (11) и (13)–(16) в уравнение (12), получаем:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right), \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \dot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} + \\ &+ 2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right); \\ \ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} + \\ &+ \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) = \\ &= \frac{2 \cdot M_{кр}}{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0} + \frac{\omega_0}{1 - \frac{\omega_{кр}}{\omega_0}}} \cdot u \cdot \eta - \\ &- F_{C1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{C2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}. \end{aligned} \quad (17)$$

Полученное уравнение является собой нелинейное уравнение второго порядка, которое необходимо решать численным методом. В результате решения уравнения (17) получаем зависимости:

$$\varphi = \varphi(t), \quad \dot{\varphi} = \dot{\varphi}(t), \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\varphi}(t). \quad (18)$$

При динамическом анализе скоростных механизмов, к которым относится роликовая формовочная установка, необходимо решать две задачи динамического уравновешивания:

1. уравновешивание сил инерции, которые приложены в центрах масс движущихся звеньев,

2. уравновешивание приведенного к оси вращения приводного вала крутящего момента, который возникает от действия сил инерции.

Для решения первой задачи необходимо, чтобы центр масс движущихся звеньев роликовой формовочной установки (формовочных тележек) не смещался, то есть для роликовой формовочной установки, тележки которой двигаются вдоль оси x , должно выполняться условие:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2}{m_1 + m_2} = const. \quad (19)$$

Дифференцируя дважды по времени зависимость (19), получаем:

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2}{m_1 + m_2} = 0. \quad (20)$$

Выражение (20) можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} F_{uc} &= m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 = \\ &= m_1 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right) + \\ &+ m_2 \cdot \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) = 0. \end{aligned} \quad (21)$$

где: F_{uc} – суммарная сила инерции, приведена к центру масс подвижных звеньев установки от действия сил инерции отдельных тележек.

Если учитывать, что $m_1 = m_2 = m$, то будем иметь:

$$F_{uc} = m \cdot \left[\ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \right] = 0. \quad (22)$$

Если условие (21) или (22) не выполняется, то имеет место неуравновешенность сил инерции. Критерием этой неуравновешенности может быть суммарное значение сил инерции формовочной установки:

$$F_{uc} = m \cdot \left[\begin{array}{l} \ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \\ + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \end{array} \right]. \quad (23)$$

За один цикл движения роликовой формовочной установки (один оборот кривошипа) неуравновешенность сил инерции может быть оценена максимальным значением силы инерции, приведенной к центру масс установки $F_{uc\max}$ или его среднеквадратическим значением, которое определяется зависимостью:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{uc} &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} F_{uc}^2 dt} = \\ &= \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\begin{array}{l} \ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \\ + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \end{array} \right]^2 dt}, \end{aligned} \quad (24)$$

где: $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$ – продолжительность цикла движения роликовой формовочной установки, ω_n – номинальное значение угловой скорости приводного вала установки.

В некоторых случаях целесообразно оценивать неуравновешенность сил инерции, что действуют на звенья формовочной установки, с помощью безразмерного критерия, который может быть представленный отношением среднеквадратических значений приведенных к центру масс установки суммарной силы инерции и сил инерции, которые действуют на каждую тележку. Этот критерий можно представить в следующем виде:

$$k_{F_u} = \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\begin{array}{l} \ddot{\varphi} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right) + \\ + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) \end{array} \right]^2 dt}{\left[\begin{array}{l} \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \\ + \left(\ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 \end{array} \right]}} dt}. \quad (25)$$

Для обеспечения уравнивания приведенного к приводному валу крутящего момента, который возникает от действия сил инерции, необходимо выполнить условие:

$$T = const \quad \text{или} \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0. \quad (26)$$

Если условие (26) не выполняется, то имеет место неуравновешенность приведенного к приводному валу крутящего момента, который возникает от действия сил инерции. Критерием этой неуравновешенности может быть значение крутящего момента, которое определяется зависимостью:

$$\begin{aligned} M_u &= \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m \cdot \left(\dot{x}_1 \cdot \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \varphi} + \dot{x}_2 \cdot \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \varphi} \right) = \\ &= m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right). \end{aligned} \quad (27)$$

За один цикл движения роликовой формовочной установки неуравновешенность приведенного к приводному валу крутящего момента, который возникает от действия сил инерции, может быть оценена его максимальным значением $M_{u\max}$ или его среднеквадратическим значением, которое определяется зависимостью:

$$\begin{aligned} \bar{M}_i &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} m^2 \cdot \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\begin{array}{l} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \\ \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \end{array} \right)^2 dt} = \\ &= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \dot{\varphi}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}. \end{aligned} \quad (28)$$

Оценим также неуравновешенность крутящего момента от действия сил инерции с помощью безразмерного критерия, который представим отношением среднеквадратических значений момента сил инерции всего механизма и составляющих момента сил инерции от отдельных элементов установки. Такой критерий имеет вид:

$$k_{M_u} = \sqrt{\frac{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \right. \\ \left. + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 \\ \left. + \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 \right] dt}{\left[\begin{array}{l} \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \\ + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 \end{array} \right]}} dt}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2}{\left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2} dt. \quad (29)$$

Для роликовой формовочной установки с рекуперационным приводом с параметрами [11]: $r = 0,2 \text{ м}$, $l = 0,8 \text{ м}$, $m_1 = m_2 = m = 1000 \text{ кг}$, $J_p = 47,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $\omega_0 = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 1021 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$, $M_{кр} = 215,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $s_{кр} = 0,0933$, $u = 9,8$, $\eta = 0,9$, $F_{C1} = 3562 \text{ Н}$, $F_{C2} = 3562 \text{ Н}$ определены значения суммарной силы инерции F_{uc} и крутящего момента от действия сил инерции M_u на протяжении одного цикла движения ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$), графики изменения которых изображены на рис. 5. Для данной установки с указанными параметрами определены максимальные значения суммарной силы инерции $F_{uc\max} = 35946 \text{ Н}$ и крутящего момента от действия сил инерции $M_{u\max} = 1274,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, среднеквадратические значения суммарной силы инерции $\bar{F}_{uc} = 21749,7 \text{ Н}$ и крутящего момента от действия сил инерции $\bar{M}_u = 662,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$, безразмерные коэффициенты $k_{F_u} = 0,9983$ и $k_{M_u} = 0,3089$. При определении описанных выше характеристик установки использовались значения угловой скорости вращения приводного вала $\dot{\varphi}$ и его углового ускорения $\ddot{\varphi}$, которые были определены по методике, описанной в работе [11].

По описанной выше методике получены функции изменения сил инерции и моментов от сил инерции установок с энергетически уравновешенным приводом (рис. 3) и установки с уравновешенным приводом (рис. 4), графики изменения которых представлены на рис. 6 и рис. 7.

Для роликовой формовочной установки с энергетически уравновешенным приводом эти характеристики составляют: максимальное значение суммарной силы инерции $F_{uc\max} = 1,67 \text{ Н}$ и крутящий момент от действия сил инерции $M_{u\max} = 663,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$, среднеквадратическое значение суммарной силы инерции $\bar{F}_{uc} = 1,06 \text{ Н}$ и крутящий момент от действия сил инерции $\bar{M}_u = 462,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$, безразмерные коэффициенты $k_{F_u} = 0,0000413$ и $k_{M_u} = 0,17954$.

Для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом эти характеристики составляют: максимальное значение суммарной силы инерции $F_{uc\max} = 417,7 \text{ Н}$ и крутящий момент от действия сил инерции $M_{u\max} = 315,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$, среднеквадратическое значение суммарной силы инерции $\bar{F}_{uc} = 249,3 \text{ Н}$ и крутящий момент от действия сил инерции $\bar{M}_u = 196,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, безразмерные коэффициенты $k_{F_u} = 0,00792$ и $k_{M_u} = 0,0661$.

Полученные результаты представлены в табл. 1.



а



б

Рис. 5. Графики изменения суммарной силы инерции (а) и момента от сил инерции (б) в зависимости от угла поворота кривошипа установки с рекуперационным приводом

Fig. 5. Schedules of change of total force of inertia (а) and the moment from inertia forces (б) in dependences on an installation crank angle of installation with the recuperation drive

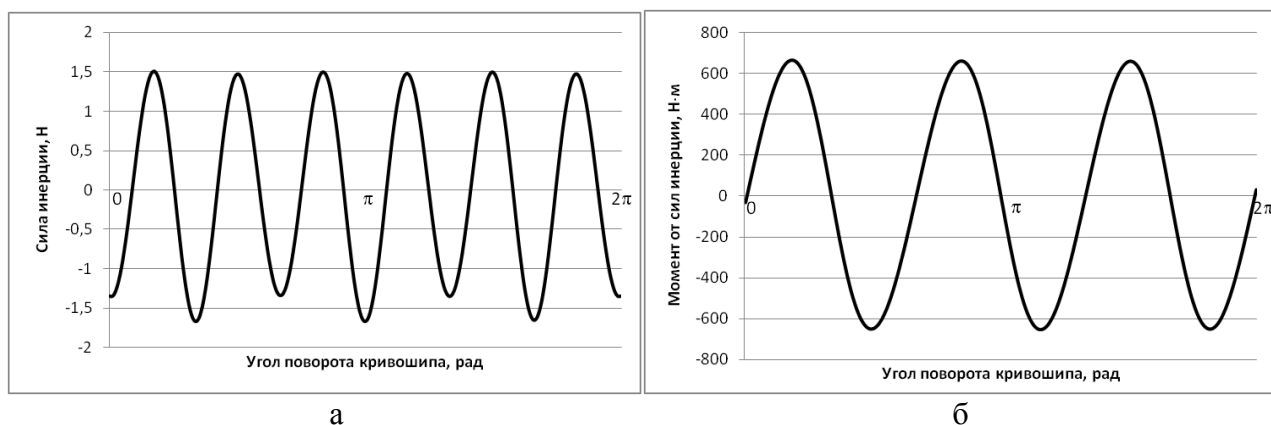


Рис. 6. Графики изменения суммарной силы инерции (а) и момента от сил инерции (б) в зависимости от угла поворота кривошипа установки с энергетически уравновешенным приводом
Fig. 6. Schedules of change of total force of inertia (а) and the moment from inertia forces (б) in dependences on an installation crank angle of installation with the energetically balanced drive

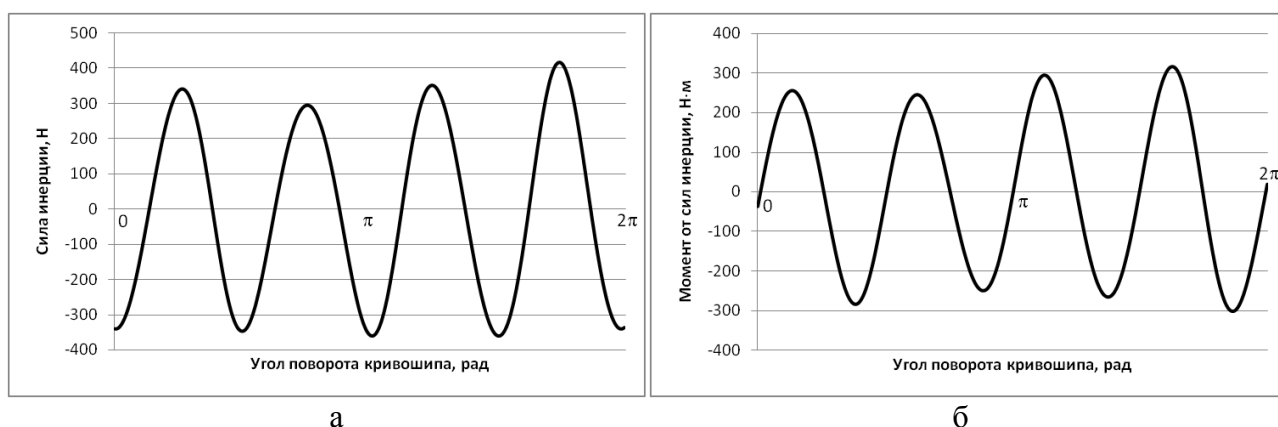


Рис. 7. Графики изменения суммарной силы инерции (а) и момента от сил инерции (б) в зависимости от угла поворота кривошипа установки с уравновешенным приводом
Fig. 7. Schedules of change of total force of inertia (а) and the moment from inertia forces (б) in dependences on an installation crank angle of installation with the balanced drive

Таблица 1. Результаты расчётов

Table 1. Results of calculations

Установка с количеством тележек*	$F_{uc\max}, Н$	$M_{u\max}, Н \cdot м$	$\bar{F}_{uc}, Н$	$\bar{M}_u, Н \cdot м$	k_{F_u}	k_{M_u}
2	35946	1274,2	21749,7	662,7	0,9983	0,3089
3	1,67	663,9	1,06	462,8	0,0000413	0,17954
4	417,7	315,7	249,3	196,2	0,00792	0,0661

*Примечание. Количество тележек в установке: 2 – установка с рекуперационным приводом на две тележки, 3 – установка с энергетически уравновешенным приводом на три тележки, 4 – установка с уравновешенным приводом на четыре тележки.

На основании данных табл. 1 построены графики изменения максимального значения суммарной силы инерции $F_{uc\max}$ и крутящего момента от действия сил инерции $M_{u\max}$ (рис. 8), среднеквадратического значения суммарной силы инерции \bar{F}_{uc} и крутящего

момента от действия сил инерции \bar{M}_u (рис. 9), безразмерных коэффициентов k_{F_u} и k_{M_u} (рис. 10) в зависимости от количества формовочных тележек в установке, то есть от вида приводного механизма.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ ПРИВОДОВ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМОВАНИЯ

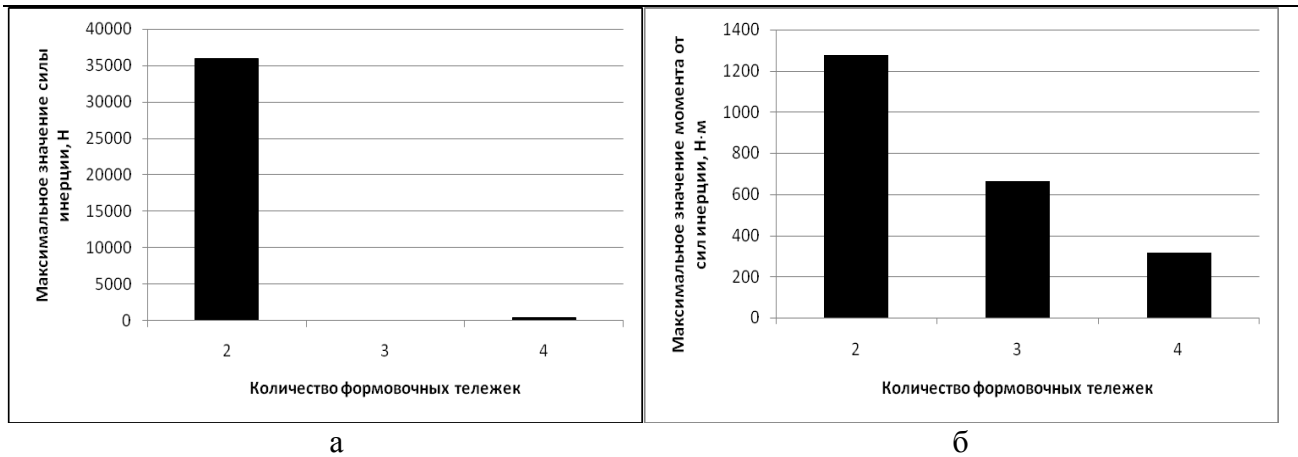


Рис. 8. Графики изменения максимальных значений суммарной силы инерции (а) и момента от сил инерции (б) в зависимости от количества тележек в установке (от вида привода)
Fig. 8. Schedules of change of the maximum values of total force of inertia (a) and the moment from inertia forces (б) depending on number of carts in installation (from a type of the drive)

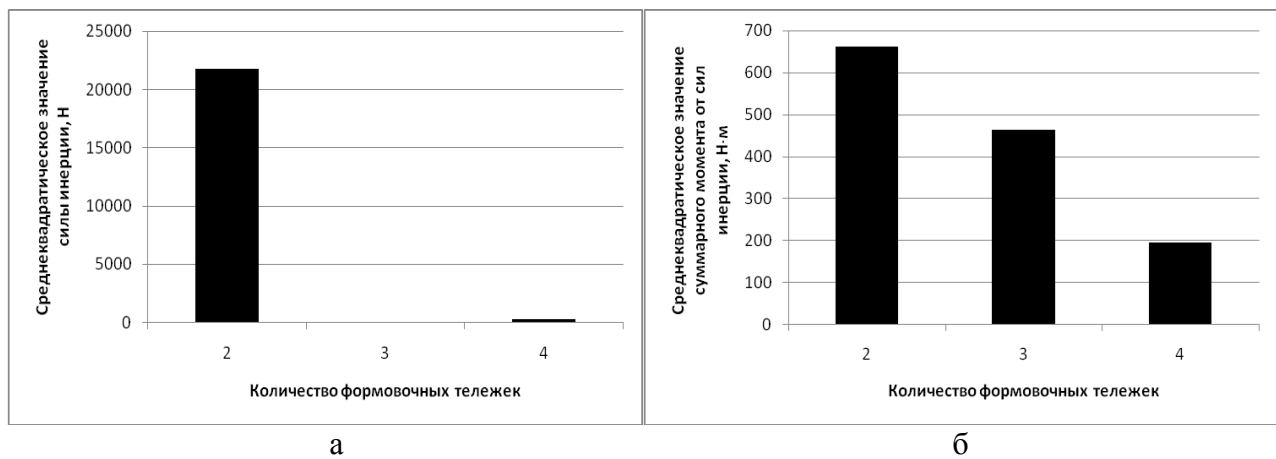


Рис. 9. Графики изменения среднеквадратических значений суммарной силы инерции (а) и момента от сил инерции (б) в зависимости от количества тележек в установке (от вида привода)
Fig. 9. Schedules of change of mean square values of total force of inertia (a) and the moment from inertia forces (б) depending on number of carts in installation (from a type of the drive)

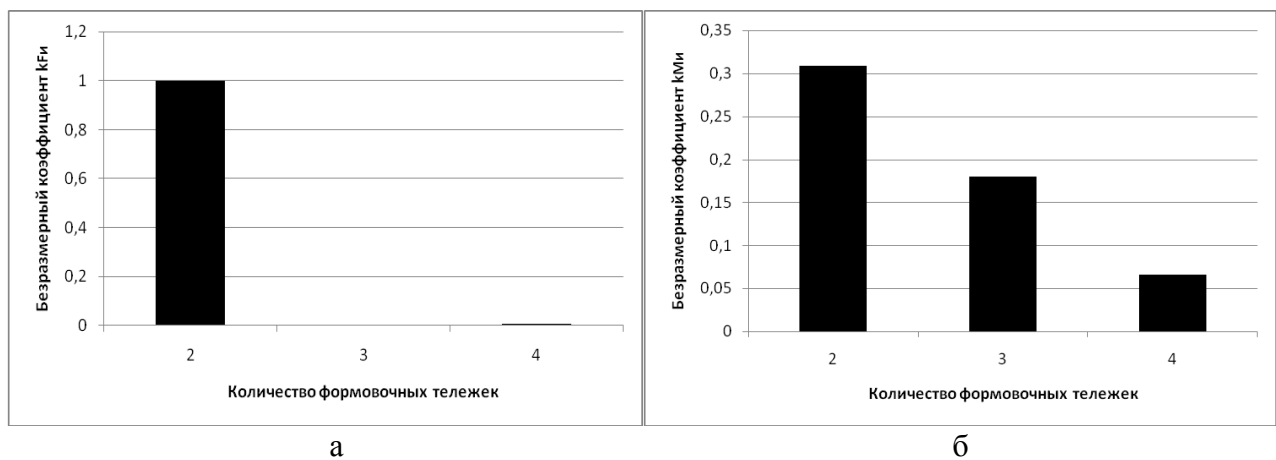


Рис. 10. Графики изменения безразмерных коэффициентов k_{F_u} (а) и k_{M_u} (б) в зависимости от количества тележек в установке (от вида привода)
Fig. 10. Schedules of change of dimensionless coefficients of k_{F_u} (а) and k_{M_u} (б) depending on number of carts in installation (from a type of the drive)

Анализ данных табл. 1 и графиков на рис. 8 – рис. 10 показывает, что максимальное значение и среднеквадратическое значение суммарной силы инерции, а также безразмерный коэффициент k_{F_u} имеют минимальное значение в установке с энергетически уравновешенным приводом на три формовочные тележки, максимальное значение и среднеквадратическое значение суммарного момента от сил инерции, а также безразмерный коэффициент k_{M_u} имеют минимальное значение в установке с уравновешенным приводом на четыре формовочные тележки.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных исследований проанализировано динамическое уравновешивание приводного механизма для роликовых формовочных установок с рекуперационным приводом на две формовочные тележки, энергетически уравновешенным приводом на три формовочные тележки и уравновешенным приводом на четыре формовочные тележки.

2. При моделировании процесса уравновешивания приводного механизма машин роликового формования решено две задачи динамического уравновешивания: уравновешивание сил инерции, приложенных в центрах масс движущихся звеньев, и уравновешивание приведенного к оси вращения приводного вала крутящего момента, который возникает от действия сил инерции.

3. Результаты работы могут в дальнейшем быть использованы для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчёта приводных механизмов машин роликового формования как на стадиях проектирования/конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Garnec V.M. 1991.** Progresivni betonofornujuchi agregati i kompleksi. / V.M. Garnec. – K.: Budivel'nik. – 144.
- 2. Kuzin V.N. 1981.** Tehnologija rolkovogo formovanija ploskih izdelij iz melkozernistyh betonov: Avtoref. dis. kand. nauk. – M. – 20.
- 3. Rjushin V.T. 1986.** Issledovanie rabocheho processa i razrobotka metodiki rascheta mashin rolkovogo formovanija betonnyh smesej: Dissertacija na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tehniceskix nauk. – K.
- 4. Lovejkin V.S. 2004.** Patent Ukraini na vinahid № 67091 A. Ustanovka dlja formuvannja virobiv z betonnih sumishej / V.S. Lovejkin, V.M. Garnec, K.I. Pochka – № u2003076371 zajavl. 08.07.2003, opubl. 15.06.2004, Bjul. № 6.
- 5. Lovejkin V.S. 2004.** Patent Ukraïni na vinahid № 70523 A. Ustanovka dlja formuvannja virobiv z betonnih sumishej / V.S. Lovejkin, V.M. Garnec, K.I. Pochka – № u20031110814 zajavl. 28.11.2003, opubl. 15.10.2004, Bjul. № 10.
- 6. Lovejkin V.S. 2010.** Pat. 50032 U Ukraina, MKV V28V13/00 / Ustanovka dlja formuvannja virobiv z betonnih sumishej / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka – № u 200911443 zajavl. 10.11.2009, opubl. 25.05.2010, Bjul. № 10.
- 7. Lovejkin V.S. 2008.** Pat. 32838 U Ukraina, MKV V28V13/00 / Ustanovka dlja formuvannja virobiv z betonnih sumishej / V.S. Lovejkin, V.F. Jaroshenko, K.I. Pochka – № u 20041108955 zajavl. 02.11.2004, opubl. 10.06.2008, Bjul. № 11.
- 8. Lovejkin V.S. 2005.** Pat. 7884 U Ukraina, MKV V28V13/02 / Ustanovka dlja formuvannja virobiv z betonnih sumishej / V.S. Lovejkin, V.F. Jaroshenko, K.I. Pochka, V.M. Bichevskij – № u 20041209993 zajavl. 06.12.2004, opubl. 15.07.2005, Bjul. № 7.
- 9. Lovejkin V.S. 2004.** Dinamichnij analiz rolkovoï formovochnoï ustanovki z rekuperacijnim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Dinamika, micnist i nadijnist silskogospodarskix mashin: Pr. I-ï Mizhnarod-noï naukovotehnicnoï konferencii (DSR AM-D), 4-7 zhovtnja 2004 r. – Ternopil' (Ukraïna). – 507–514.
- 10. Lovejkin V.S. 2003.** Silovij analiz rolkovoï formovochnoï ustanovki z rekuperacijnim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Tehnika budivnictva. – Kyiv. – Vyp. 14. – 27–37.
- 11. Lovejkin V.S. 2005.** Analiz nerivnomirnosti ruhu rolkovoï formovochnoï ustanovki z rekuperacijnim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Naukovo-tehnicnij ta virobничий zhurnal «Pidjomno-transportna tehnika». – Vyp. 4. – 19–33.
- 12. Lovejkin V.S. 2004.** Optimizacija konstruktivnih parametriv privodnogo

mehanizmu roli-kovoї formovochnoї ustanovki z rekuperacijnim privodom / V.S. Lovejkin, D.A. Palamarchuk, K.I. Pochka // Naukovo-tehnicnij zhurnal «Tehnika budivnictva». – № 15. – 40–48.

13. Pochka K.I. 2008. Rozrobka ta analiz roli-kovoї formovalnoї ustanovki z rekuperacijnim privodom: Avtoref. dis. kand. nauk. / K.I. Pochka. – K.: KNUBA. – 24.

14. Lovejkin V.S. 2010. Dinamichnij analiz rolkovoї formovalnoї ustanovki z energetichno vrinovazhenim privodom / V.S. Lovejkin, V.P. Kovbasa, K.I. Pochka // Naukovij visnik Nacionalnogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannja Ukraini. Serija: tehnika ta energetika APK. – K. – Vyp. 144, ch. 5. – 338–344.

15. Lovejkin V.S. 2011. Silovij analiz rolkovoї formovalnoї ustanovki z energetichno vrinovazhenim privodom. / V.S. Lovejkin, V.P. Kovbasa, K.I. Pochka // Naukovij visnik Tavrijs'kogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu. – Melitopol: TDATU. – Vyp. 1, Tom 2. – 16–23.

16. Lovejkin V.S. 2010. Analiz nerivnomirnosti ruhu rolkovoї formovalnoї ustanovki z energetichno vrinovazhenim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Vibracii v tehnici ta tehnologijah. – № 4 (60). – 20–29.

17. Lovejkin V.S. 2010. Optimizacija konstruk-tivnih parametriv privodnogo mehanizmu roli-kovoї formovalnoї ustanovki z energetichno vrinovazhenim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. – Tom 12 B. – Lublin. – 9–18.

18. Lovejkin V.S. 2004. Analiz ruhu rolkovoї formovochnoї ustanovki z vrinovazhenim privodom. / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo avtomobilno-dorozhnogo universitetu. – № 27. – 95–101.

19. Lovejkin V.S. 2005. Silovij analiz rolkovoї formovochnoї ustanovki z vrinovazhenim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Naukovij visnik Nacionalnogo agrarnogo universitetu. – Vyp. 80. – 346–356.

20. Lovejkin V.S. 1989. Ocenka dvizhenija mehanizmov i mashin // Podyemno-transportnoe oborudovanie. – K.: Tjehnika. – 16–18.

21. Lovejkin V.S. 2011. Optimizacija rezhimu zmini vilotu vantazhu bashtovogo krana za odinichnimi kinematichnimi kriterijami /

V.S. Lovejkin, Ju.O. Romasevich, G.V. Shumilov // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. – Tom 13 B. – Lublin. – 167–174.

ANALYSIS OF DYNAMIC EQUILIBRATION OF DRIVES OF MASHINES OF ROLLER FORMATION

Summary. For roller forming installations with the recuperation drive on two forming carts, energetically balanced drive on three forming carts and the balanced drive on four forming carts analyzed a dynamic equilibration of the driving mechanism. When modeling process of an equilibration of the driving mechanism of cars of roller formation two problems of a dynamic equilibration are solved: an equilibration of forces of inertia applied in the centers of mass of moving links, and an equilibration of the rotation of a power shaft of a torque given to an axis which arises from action of forces of inertia. The analysis of the received results shows that the maximum and mean square values of total force of inertia, and also dimensionless coefficient of an assessment of forces of inertia in relation to each forming cart have the minimum value in installation with energetically balanced drive on three forming carts, the maximum and mean square values of the total moment from inertia forces, and also dimensionless coefficient of an assessment of the moments from inertia forces in relation to each forming cart have the minimum value in installation with the balanced drive on four forming carts.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, inertia force, moment, dynamic equilibration.

REMOTE SENSING ON-LINE CROP MONITORING FOR YIELD PROGRAMMING

*Vitaliy Lysenko¹
Oleksiy Opryshko¹
Dmyriy Komarchyk¹
Natalya Pasichnyk¹
Nadiya Opryshko²*

¹*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: ozon.kiev@gmail.com*

²*National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine
Str. Suvorova, 9, Kyiv, Ukraine. E-mail: nadiya.opryshko@gmail.com*

Summary. This study set out to determine the possibility of using drones for yield programming. Perspective parameters of measurements by selecting the scene modes for corn plants photographing with a digital camera are determined.

The digital camera can be used in the field to indicate the level of nitrogen nutrition of corn without additional artificial illumination.

The most prospective camera's scene mode is "daylight" for the "white balance" setting.

According to preliminary data, the most promising optical bands for the explorations in RGB are green and red.

In a pot experiment in phytotron it is advisable to analyze the whole leaf rather than a part of the upper leaves.

The future researches are needed to investigate the relationship between the plant optical parameters and plant nitrogen nutrition provision at different growth stages.

Key words: yield programming, drone, vegetation index.

INTRODUCTION

In the context of global markets the optimality criterion of crop farming is not maximum yield and product quality, but maximum profitability, which is determined by the ratio of the expected price of the finished product and its fabrication costs. Maximum economic efficiency is achieved by programming the yield. One of the means of programming is the rational use of mineral fertilizers based on the needs of plants. Traditional methods of determining the state of the crops include ground survey, the use of

chemical reagents or different testers and are not suitable for mass use in making operating decisions for each field site.

Development and implementation of crop condition monitoring system using drones is an actual scientific and technical problem. Solution of this problem enables to obtain current information about the status of crops, to maximize the economic efficiency of commercial farm units.

The object of this study is the condition of crops, which estimating is based on the spectral characteristics of plants obtained by means of drones and ground survey.

The subject of the study is a relationship between the plant spectral characteristics and the level of availability of fertilizer elements for plants.

STATES ISSUE

Using remote sensing diagnostics of plant nutrition is not widespread. This is due to the novelty of the methods and the lack of their study in specific edaphoclimatic conditions and on specific cultures. In the world today use contactless sensors such as Greenseeker (Trimble Agriculture - USA), CropSpec (Topcon Positioning Systems -Japan), N-sensor (Yara International - Norway). Sensors are placed directly on the mobile equipment and determine the need for, and dose of fertilizer on the basis of the color of plants [1, 2, 3]. Sensor operating principle is based on the ability of plants chlorophyll to reflect optical waves in the near infrared band and to absorb in the infrared band (NDVI index). More wide wave band (400 - 800 nm) is used in sensors Holland Scientific

Crop Circle ACS-470 (USA), which allows to obtain more complete information (NDVI indices, NDRE) [3, 4, 5]. But in all of these sensors is used additional lighting of samples, which limits its use on the basis of drones of micro class (weight up to 10 kg, the flight time - up to one hour), which are most suitable for small and medium-sized commercial farm units. Furthermore, this equipment is not intended for pre-assessment of crops at different growth stages, it is necessary for yield programming.

Kang Yu, V.L.Wiedemann, X.Cheng, Bareth [6] studied the spectra of different plants at different growth stages, at different position of the leaf relative to the sensor, and it is determined by the components of plants, not soil.

Studies conducted in the laboratory, allowed to obtain spectral portraits of plants, but the use of these techniques in the field must take into account the random nature of light and the possibility of condensation.

In the field, monitoring of crop nitrogen nutrition is based on their spectral characteristics, carried out by YAO Xin-feng [7], but in this case the distance between the sensor and crops was low, and the use of techniques for the drones was not considered.

There are investigations [8], where the spectra of plants was remotely studied using drones, but the purpose of the work was to identify the field contamination by chemicals. Researchers used a laser to illuminate the samples. But it is energetically difficult to implement field illumination of an area of 10 hectares. Soloha M.O. [9] described the experience of using drones for monitoring crops without the use of additional lighting, but the purpose of his research was to determine the degree of maturation and assortment of plants, plant nutrition conditions was not considered. Similar work was done by J. Gago [10], but he studied the humidification of plants and set the amount of biomass and not the need for plant nutrition.

NDVI indices were also obtained using aerial and space photography [11, 12, 13], but in these studies researchers examined the average value resulting from the resolution of the sensor capacity, enough to predict the harvest, but not sufficient for the differential fertilizing crops. In these studies researchers attempted to

neutralize the effect of the composition of the atmosphere on the accuracy of the results, the appropriate coefficients were derived.

A search of the literature revealed that for the leaves diagnosis at a distance of 2 m must be taken into account for each measurement the degree of illumination around the diagnosed spectrum. In case of ground survey it is easily realized using optical patterns [14, 15, 16], on which background study was conducted, which is methodologically hard to implement in large areas. In [17, 18] studies sample illumination was accounted by adjusting the exposure time based on the metadata of the image file, but the extra light (camera flash) was used in all cases. Standard photographic equipment of drones cannot be completed with flash, hence there is need to conduct additional research on the study of the spectral characteristics of the plant in case of possible scene modes.

MATERIALS AND METHODS OF RESEARCH.

For calibration standards of relationship on the number of spectra of plants introduced food crops in the experimental variants, differing doses of nitrogen fertilizers were laid. The measured culture was corn. The growing experience has been laid according to the procedure [19] in the phytotron with automated controls, located in the Department of Automation and Robotic Systems National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine (Fig. 1).

The vessels for sowing had cylindrical shape, diameter 25 cm, height of 25 cm. The substrate with a low content of organic matter and nutrients had different doses of nitrogen fertilizer (ammonium nitrate). For uniform application fertilizer was dissolved in water and then thoroughly mixed with the substrate. Since color affects the plants and the spectral composition of light during their growth [20], the lighting was provided by special LED strips designed specifically for greenhouses.

In the first set of experiments we investigated the relationship between the exposure time and intensity of the RGB components in the presence of built-in flash. The study was caused by the fact that the use of the flash can be appropriate while working in

the dark, and some models of drones are equipped with this equipment. For shooting digital camera Canon A460 was used. Additional exterior lighting was carried out in combination of fluorescent lamps and incandescent lamps. Groups of plants that were closer (b) and further (d) from the camera within the frame of single picture were separately examined. Visually, the measuring area was abaxial and adaxial side of corn leaves.



Fig. 1. Phytotron for of the vegetative experience with automated controls

The top leaves were examined, as they are most visible while photographing with the aircraft. This test measured the intensity of the light components from that given exposure:

$$t = t_e \times 2^k \quad (1)$$

t - reported exposure time

t_e and k – time and exposure compensation, according to the metadata of the image

RESULTS OF RESEARCH

Fig. 2 shows the relationship between the intensity of the RGB components and the reported exposure time using a standard camera flash.

The character of approximating relationship was chosen on the basis of the boundary conditions: $I \in [0, 255]$, at $t = 0$ the intensity of the color components was equal to zero. All relationships were approximated by a mathematical relation of the type:

$$I^* = I \times (1 - e^{-(t/m)}), \quad (2)$$

I^* - the intensity of the color components;

I, m – coefficients;

t – reported exposure; t_e and k – time and exposure compensation, according to the metadata of the image

Digital Camera of drone was designed for natural lighting in cloudless weather. The camera adjusts the "white balance" mode for cloudy weather. Additional studies have been devoted to these two scene modes, which, like using flash, were carried out in a room free from artificial lighting. The two sides of the leave of plants were examined separately (Fig. 3).

Approximating relationships for these scene modes were displayed based on the arithmetic values of the intensity of the color components for both sides of the leave. When the flash was used the approximation of data by relationship 2 the coefficient of determination was higher than 0.97. More complicated relationship has been used without the flash to obtain similar values of the coefficient of determination (3):

$$I = I_1 \times (1 - e^{-(t/m_1)}) + I_2 \times (1 - e^{-(t/m_2)}) \quad (3)$$

A more complex approximation formula is probably due to the conversion characteristic of algorithms of preliminary image data into GPEG format, and due to change of basic exposure time. The exposure time was determined by a camera during exposure compensation, it did not occur when using the flash.

Fig. 4 presents ratios between the deviation of the average value from calculated by approximated formula for leaf color components and exposure compensation level.

These results suggest that the minimum deviation was observed for the scene mode "white balance – daylight" for the red and green

components. In summary, these results show that these channels of color and the scene mode are the most suitable for field studies using drones. Fig. 5 shows the relationship between the intensities of the color components of

nitrogen concentration in the biomass of corn for phase 5-6 leaves. It is the growth stage of corn which corresponds to a complete transition of plant to the root nutrition and is effective for feeding.

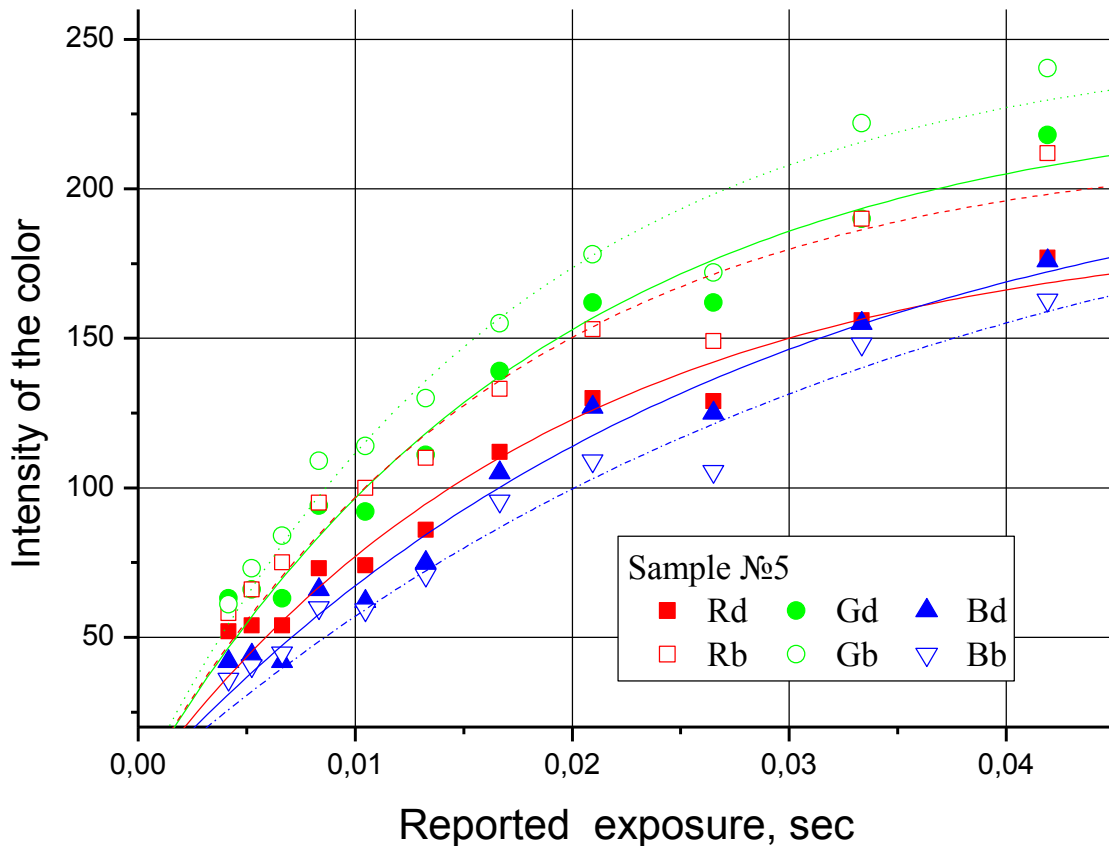


Fig. 2. Relationship between the intensity of the color component and reported exposure

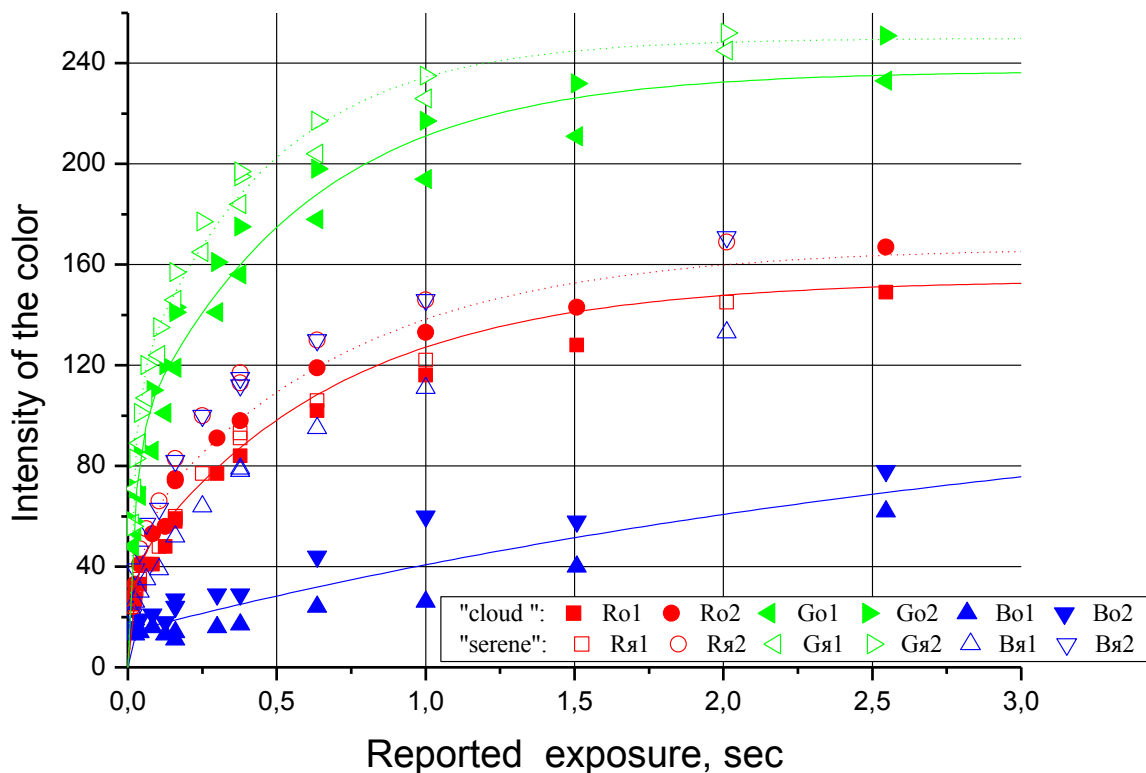


Fig 3. The relationship between the RGB values and the reported exposure time

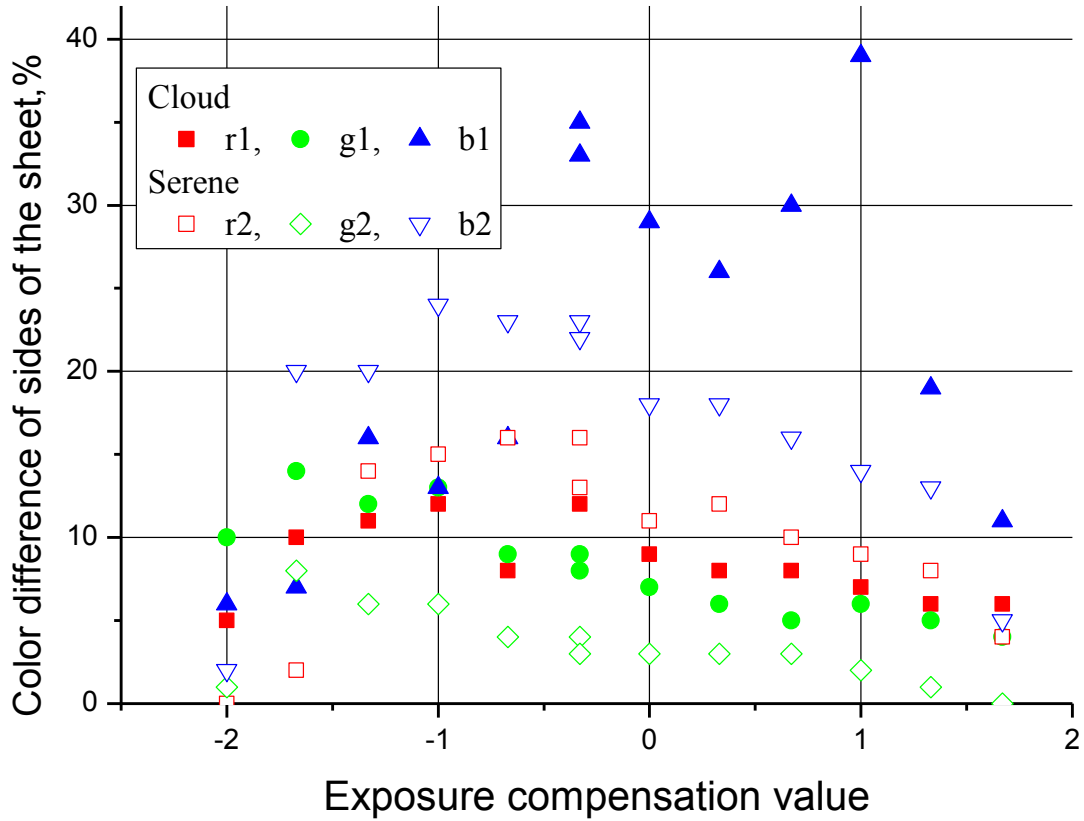


Fig. 4. Relationship between the color difference of sides of the sheet and exposure compensation value

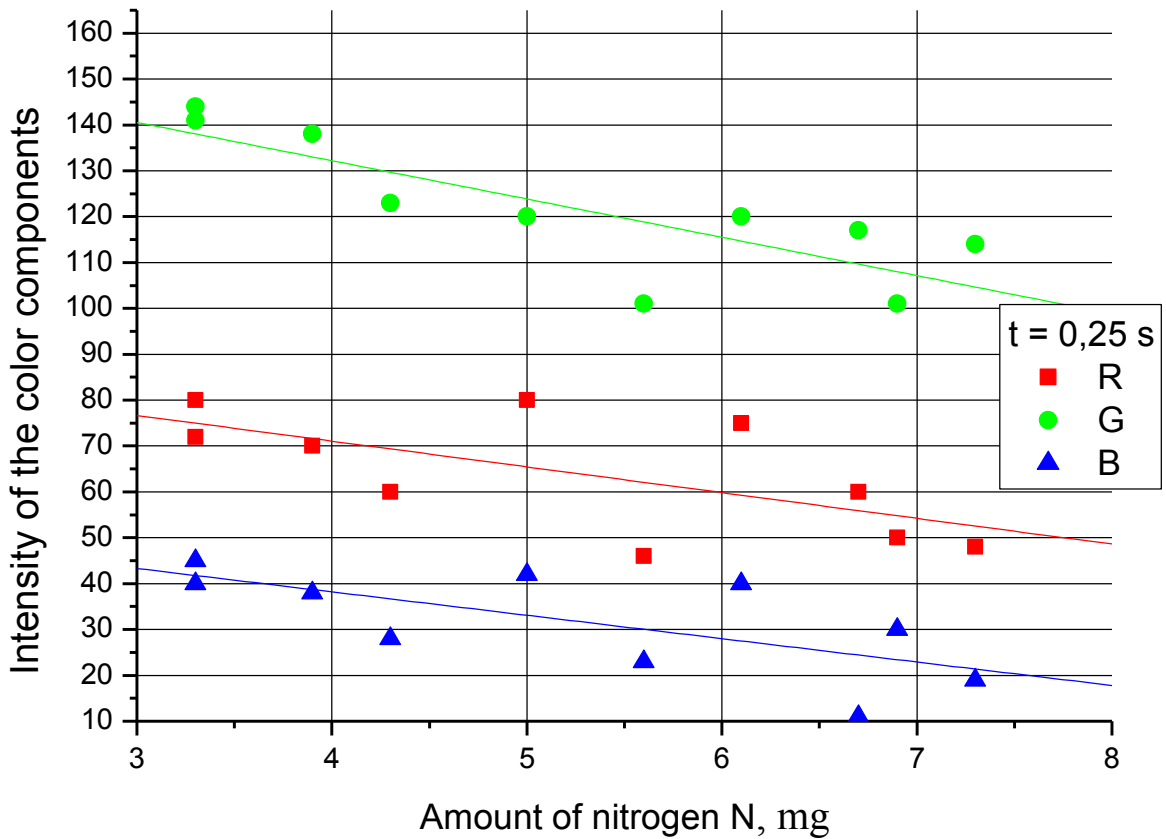


Fig. 5. The relationship between the intensity of the color components of the sheet and amount of nitrogen N

The results indicate that most clearly observed relationship was between the intensity of green and red color components of the leave and amount of nitrogen N. A wide scatter was due to the fact that the significant percentage of studied leaf area were leaf ribs which had lighter shades. When filming at a distance of several tens of meters such effect on the overall color background should be reduced.

CONCLUSIONS

1. The digital camera can be used in the field to indicate the level of nitrogen nutrition of corn without additional artificial illumination.
2. The most prospective camera's scene mode is "daylight" for the "white balance" setting.
3. According to preliminary data, the most promising optical bands for the explorations in RGB are green and red.
4. In a pot experiment in phytotron it is advisable to analyze the whole leaf rather than a part of the upper leaves.
5. The future researches are needed to investigate the relationship between the plant optical parameters and plant nitrogen nutrition provision at different growth stages.

REFERENCES

1. **S. Yousfi, N. Kellas, L. Saidi, Z. Benlakehal, L. Chaou, D. Siad, F. Herda, M. Karrou, O. Vergara, A. Gracia, J. Araus, M. Dolores Serret. 2016** // Comparative performance of remote sensing methods in assessing wheat performance under Mediterranean conditions. *Agricultural Water Management*, Vol. 164, Part 1, 31 January 2016, – 137–147.
2. **Lyubchenko S. 2013.** Azot potrebuye tochnosti. – // *Propozytsiya : ukr. zhurn. z pytan' ahrobiznesu.* – 2013. – N 5. – 120–124.
3. **Lekomtsev P. V., Matveenko D. A. 2011.** Optymyzatsyya vnesenyaya azotnykh podkormok po optycheskym kharakterystykam posevov yarovoy pshenytsy. *Yzv. S.–Peterb. hos. ahrar. un–ta. – S.–P., 2011, N 24. – 62–67.*
4. **Matveenko D.A. 2012.** Optymyzatsyya azotnoho pytannya yarovoy pshenytsy po optycheskym kharakterystykam posevov. *Materyaly nauch. ses. po ytoham 2011 h. Ahrofyz. yn–ta. – S.–P., 2012. – 77–81.*
5. **Fei Li, Y. Miao, G.Feng, F. Yuan, S. Yue, X. Gao, Y. Liu, B. Liu, S. Ustin, X. Chen. 2014.** // Improving estimation of summer maize nitrogen status with red edge–based spectral vegetation indices. *Field Crops Research*, Vol. 157, 15 February 2014, – 111–123.
6. **Kang Yu, V. L. Wiedemann, X. Chen, G. Bareth. 2014.** Estimating leaf chlorophyll of barley at different growth stages using spectral indices to reduce soil background and canopy structure effects // *ISPRS Journal of Photogrammetry and Remote Sensing V. 97*, November 2014, – 58–77.
7. **Y. Xin–feng, Y. Xia, T.Yong–chao, N. Jun, L. Xiao–jun, C. Wei–xing, Z. Yan. 2013.** // A New Method to Determine Central Wavelength and Optimal Bandwidth for Predicting Plant Nitrogen Uptake in Winter Wheat // *Journal of Integrative Agriculture* 2013, Vol. 12(5), – 788–802.
8. **Hnidenko V. V., Nalyvaychuk M. V., Yatsenko V. O. 2013.** Vymiryuval'no–obchyslyuval'na systema na bazi Aviatsiynoho hiperspektrometru // *Naukovi pratsi NUKhT #48*, 2013. – 17–22.
9. **Solokha M.O. 2013.** Dynamika spektral'noyi yaskravosti posiviv m'yakoyi pshenytsi za danymy aerofotozymky // *Visnyk KhNAU #2*, 2013. – 57–62.
10. **J. Gago, C. Douthe, R.E. Coopman, P.P. Gallego, M. Ribas–Carbo, J. Flexas, J. Escalona, H. 2015.** Medrano UAVs challenge to assess water stress for sustainable agriculture // *Agricultural Water Management*, Volume 153, 1 May 2015, – 9–19.
11. **Булигін С. Ю., Опришко О. О., Гайбура Н. А., Бідолах Д. І. 2005.** Визначення умісту гумусу в ґрунті неконтактними методами // *Вісник аграрної науки.* – 2005. – № 4. – 34–37.
12. **Zynchenko V.E., Likhmanova O.Y., Povkh V.Y., Kalynychenko V.P. 2012.** Yspol'zovanye kosmycheskykh s'yetok y nazemnykh obsledovanny dlya otsenky sostoyannya posevov sel'skokhozyaystvennykh kul'tur. *Vestn. RASKhN*, N 1. 2012, – 45–47.
13. **Abramov N. V., Semyzorov S. A. 2012.** Upravlyenye produktsyonnyumu protsessamy ahrobyotsenozov s pryumeneniyem kosmycheskykh system. //

Ahroprodovol'stvennaya polytyka Rossyy, 2012, N 5. – 12–19.

14. Kanash E.V., Lekomtsev P.V., Rusakov D.V., Osypov Yu.A. 2015.

Kolychestvennaya otsenka azotnoho statusa rastenyy pshenytsy po kolometrycheskym kharakterystykam tsyfrovyykh yzobrazhenyy posevov // Mat. vseros. nauch. konferentsyy «Prymenenye sredstv dystantsyonnoho zondirovaniya Zemly v sel'skom khozyaystve». SPb.: FHBNU AFY, 2015. – 123–127.

15. Bulyhin S.Yu., Pohurel's'kyy S.P., Opryshko O.O. 2007.

Tsyfrovyy dystantsiynyy ekspres-kontrol' vmistu humusu v hrunti : nauchnoe yzdanye // Zemleustriy i kadastr . – 2007. – #1. – 23–27.

16. Andriyishyna M.V., Bulyhin S.Yu., Opryshko O.O. 2007.

Udoskonalena metodyka vyznachennya vmistu humusu v chornozemnykh hruntakh na bazi tsyfrovoyi fotometriyi: nauchnoe yzdanye // Ahrarna nauka i osvita. – 2007. – T.8. – #5–6. – 80–84.

17. Opryshko O.O., Bolbot I.M., Andriyishyna M.V., Pasichnyk N.A. 2008.

Metodychni pidkhody dlya keruvannya vybirkovym vnesennyam dobryv: naukove vydannya // Ahrarna nauka i osvita. – 2008. – T. 9, N3. – 100–104.

18. Opryshko O.O., Pasichnyk N.A., Bandurka O.I. 2012.

Robototekhnichnyy kompleks dlya kul'tyvatsiyi troyand // Naukovyy visnyk NUBIP. Seriya : Tekhnika ta enerhetyka APK. – 2012. – Vyp. 170(1). – 262–267.

19. Zhurbytskyy 3.Y. 1968. «Teoryya y praktyka vehetatsyonnoho metoda». – M., 1968. – 260.

20. Belousova K.V., Smyrnov M.O., Nosykov V.V., Lytvynskyy V.A., Shchuklyna O.A. 2012.

Vlyyanye form azotnykh udobrenyy na sodержanye ryhmentov pry raznykh spektrakh obluchenyya rastenyy v uslovyakh fyototra // Plodorodye, 2012, N 5. – 5–7.

PARAMETER IDENTIFICATION AND VIBRATION CONTROL OF ROBUST HARVESTER’S MECHANICAL SYSTEM “THRESHING BARREL – MOTOR”

Vyatseslav Lovejkin, Yuriy Chovnyuk, Anastasia Liashko

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: lovvs@ukr.net*

Summary. The disturbance estimated with the help of advanced mechatronic devices is used for a realization of robust mechanical system, such as agricultural machines. In the actual application, the estimated disturbance is effective for not only the disturbance compensation but also the parameter identification in the mechanical system. The identified external force is applicable to sensor less force feed-back control in mechanical system and is utilized for a realization of mechanical vibration control. The progress of robust control technologies makes it possible to realize high performance motion control. In the industrial drive system such as a modern agricultural machine with advanced mechatronic device’s system for motion control, however, the developed technology is not enough to obtain the stable and high speed motion response since the mechanical vibration arises under the high accuracy positioning control. The mechanical vibration control is also taken up in the field of the motion control. In particular, a vibration control based on the external force feedback brings the sophisticated advantages to the mechatronic system. The paper introduces a vibration control strategy based on the external force feedback called “resonance ratio control” in multiple resonance system. In this case, the external force may be obtained by using the identification process.

Key words: parameter, identification, vibration, control, robustness, mechanical system, mechatronic devices.

INTRODUCTION

The equivalent disturbance of the motion system described by (1):

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} = K_t \cdot I_a^{ref} - T_l, \quad (1)$$

where: I – inertia, K_t – torque coefficient of electric motor, T_l – load torque, may be

obtained as load torque. The parameter variations are the change of inertia and the change of torque constant of motor. The output is position detected by position detector [1]. The equivalent disturbance is

$$\tilde{d} = -\frac{T_l}{I} + \left(\frac{K_t}{I} - \frac{K_{t0}}{I_0} \right) \cdot I_a^{ref}, \quad (2)$$

where: I_a^{ref} – torque current reference, $I = I_0 + \Delta I$, $K_t = K_{t0} + \Delta K_t$. (The inertia will change according to the mechanical configuration of motion system. The torque coefficient will vary according to the rotor position of electric motor due to irregular distribution of magnetic flux on the surface of rotor).

Suppose the first derivative of \tilde{d} is zero. An augmented state equation is

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \theta \\ \omega \\ \tilde{d} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta \\ \omega \\ \tilde{d} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_{\omega} / I_0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot I_a^{ref}. \quad (3)$$

Here θ – angle (position of motor’s rotor), $\omega = \frac{d\theta}{dt}$, t – time.

By Gopinath’s method [2], the following estimation process is obtained:

$$\hat{\tilde{d}} = k_1 \cdot \theta + z_1. \quad (4)$$

z_1 should satisfy (5), where k_1 and k_2 are free parameters:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -k_1 \\ 1 & -k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -k_1 \cdot k_2 \cdot \theta \\ (k_1 - k_2) \cdot \theta + \frac{K_{t0}}{I_0} \cdot I_a^{ref} \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Equations (3) and (5) lead (6):

$$\hat{\tilde{d}} = \frac{k_1}{(s^2 + k_2 \cdot s + k_1)} \cdot \left(s^2 \cdot \theta - \frac{K_{t0}}{I_0} \cdot I_a^{ref} \right) = \frac{k_1}{(s^2 + k_2 \cdot s + k_1)} \cdot \tilde{d}. \quad (6)$$

PARAMETER IDENTIFICATION AND VIBRATION CONTROL OF ROBUST HARVESTER'S MECHANICAL SYSTEM "THRESHING BARREL – MOTOR"

Here \tilde{d} is obtained with the help of equation (2) and $s \equiv \frac{d}{dt}$.

The disturbance estimated by (6) is used for a realization of robust mechanical system. In the actual application, the estimated disturbance is effective for not only the disturbance compensation but also the parameter identification in the mechanical system. As defined in (2), the equivalent disturbance \tilde{d} , which is estimated by the disturbance observer, includes the load torque T_1 and the parameter variation torque $\left[\left(\frac{K_t}{I} \right) - \left(\frac{K_{to}}{I_0} \right) \right] \cdot I_a^{ref}$.

PARAMETER IDENTIFICATION IN MECHANICAL SYSTEM

The load torque T_1 consists of friction and external force effects in the mechanical system as follows:

$$T_l = \underbrace{T_c^{friction} + T_v^{friction} \cdot \omega}_{\text{coulomb and viscosity friction effect}} + \underbrace{T_{ext}}_{\text{external force effect}} \quad (7)$$

This equation means that the output of the disturbance observer is only the friction effect under the constant angular velocity motion. This feature makes it possible to identify the function effect in the mechanical system. For example, the friction effects are well identified as Stribeck friction model [3]. Fig. 1 shows an example of the identified friction effect with the help of this model.

The external force effect is also identified by using the estimated disturbance. Here it is

assumed that the friction effects are known beforehand by the above identification process. By implementing the angular accelerated motion, the system parameter K_{to}/I_0 is adjusted in the observer design so that it is close to the actual value K_t/I . As a result, the disturbance observer estimates only the external force effect as follows:

$$\hat{d} = \frac{k_1}{(s^2 + k_2 \cdot s + k_1)} \cdot \tilde{d} \Big|_{K_{to}/I_0 \rightarrow K_t/I} = \frac{k_1}{(s^2 + k_2 \cdot s + k_1)} \cdot \frac{T_{external}}{I} \quad (8)$$

The identification process of the external force is summarized in Fig. 2. The identified external force is applicable to sensorless force feedback control in mechanical system [4] and is utilized for a realization of mechanical vibration control as shown in the next section.

VIBRATION CONTROL OF Harvester's MECHANICAL RESONANCE SYSTEM (threshing barrel-motor)

The progress of robust control technologies makes it possible to realize high performance motion control. In the industrial drive system such as modern agricultural machine with advanced mechatronic devices and so on, however, the developed technology is not enough to obtain the stable and high speed motion response since the mechanical vibration arises under the high accuracy positioning control.

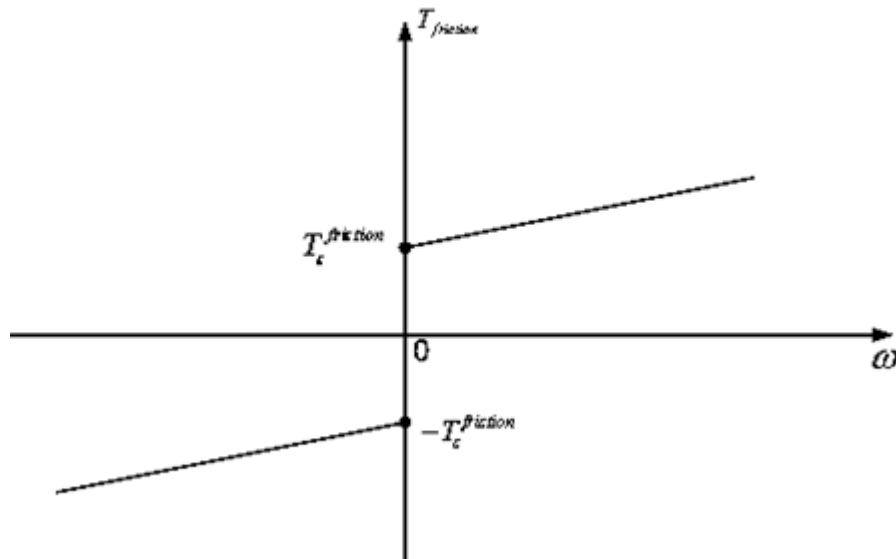


Fig. 1. An example of identified friction effect

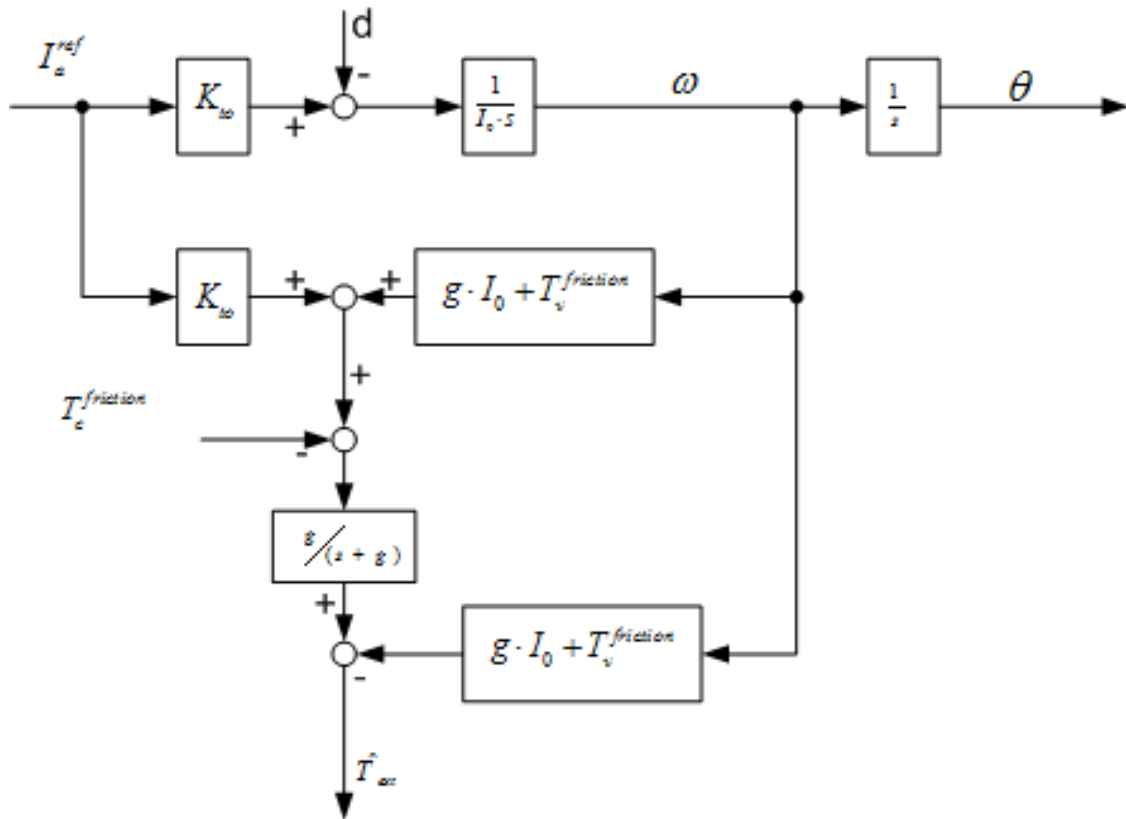


Fig. 2. Identification process of external force

To address above issue, the mechanical vibration control is also taken up in the field of the motion control [5–7]. In particular, a vibration control based on the external force feedback brings the sophisticated advantages to the mechatronic system. This section introduces a vibration control strategy based on the external force feedback called “resonance ration control” in multiple resonance system. In this case, the external force may be obtained by using the identification process shown in Fig. 2.

A. A Dynamical Model of Harvester’s Mechanical Resonance System (threshing barrel-motor).

In general, the dynamical behavior of the mechanical resonance system is described as multiple mass spring models. Fig. 3 (a) shows a schematic illustration of the multiple mass spring system and Fig. 3 (b) is a block diagram. Usually? Harvester’s mechanical system is described with the help of multiple mass spring models, where $n=2$ or $n=3$.

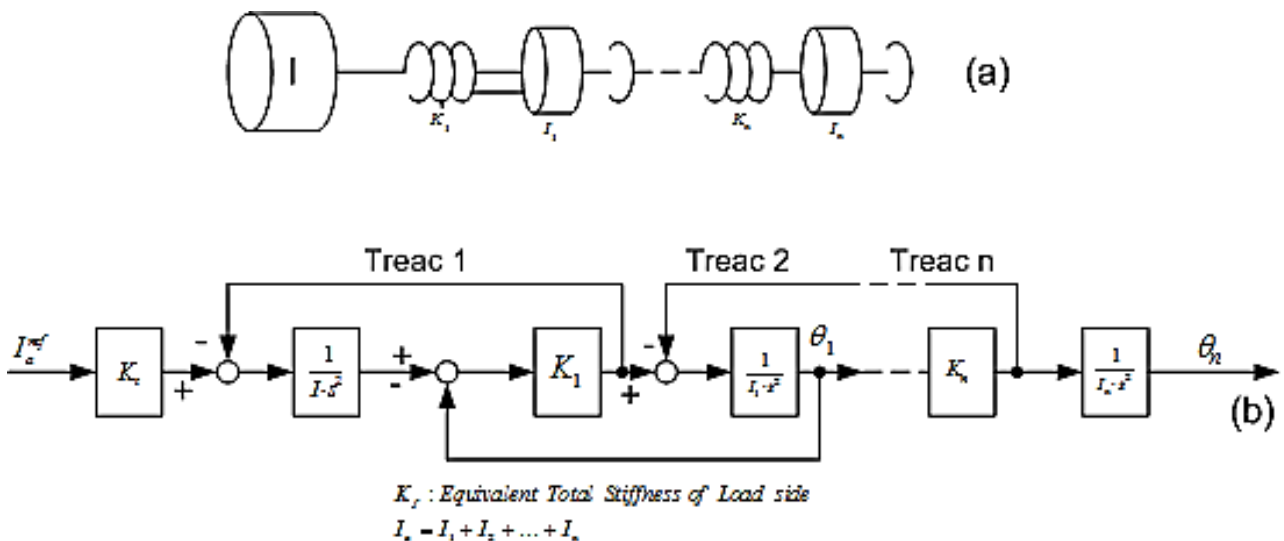


Fig. 3. A model of mechanical resonance system

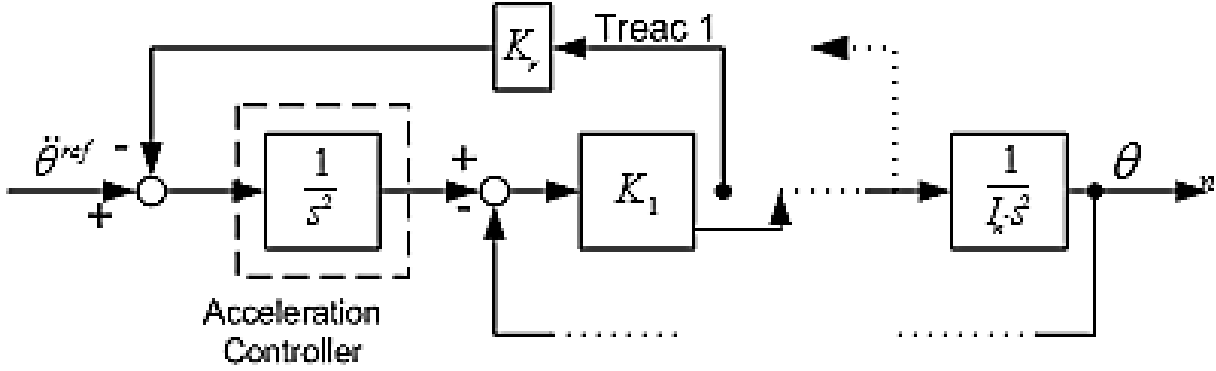


Fig. 4. Acceleration controller based on external force feedback

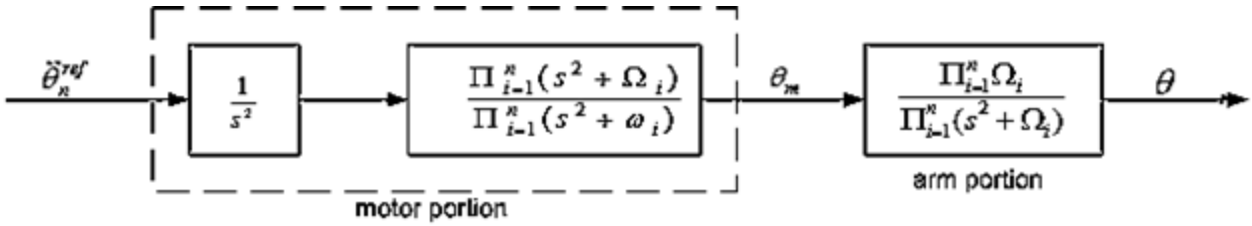


Fig. 5. Equivalent transformation of Fig. 4

In the vibration control, the disturbance effect imposed on the motor portion is suppressed by applying the robust control technique, which is based on the disturbance observer in this section.

Then, the motion system seems an acceleration controller. Furthermore, the identified external force is fed back through the feedback gain K_r .

Fig. 4 shows the total block diagram of the acceleration controller based on the external force feedback.

Fig. 4 is transformed into Fig. 5 without any approximation. In the latter discussion, Fig. 5 is used for the analysis and the design of the vibration control.

B. Stability Discussion

In Fig. 5, the following issues are considered to obtain the vibration suppression controller.

- The controller of the motor portion is designed so that the poles of the system do not cancel the zeros by the motor state feedback.
- The feedforward compensator is designed so that the location of the zeros is not change.

In the vibration controller based on the external force feedback, PD control is applied to the motor position controller and the external

force feedback gain is determined so that the above conditions are satisfied.

To ensure the effectiveness of the external force feedback, the system stability is analyzed.

In case PD control is applied to the motor portion of Fig. 5, the total block diagram of the system is rewritten as shown in Fig. 6 Fig. 7 shows the root loci of Fig. 6.

From Fig. 7, starting angle of each oscillation pole θ_i is obtained as follows:

$$\theta_1 = 270^\circ - s\alpha_1; \theta_2 = 270^\circ - s\alpha_2; \dots \theta_{n-1} = 270^\circ - s\alpha_{n-1} \quad (9)$$

$$0 \leq \alpha_j \leq 90^\circ; 90^\circ \leq \theta_j \leq 270^\circ. \quad (10)$$

The above equations mean that the controller based on the external force feedback makes the oscillation poles stable.

This is basic concept of the proposed approach to obtain the stable motion response in the mechanical resonance system.

In the actual design of the controller, only the first oscillation pole is considered to construct the vibration suppression controller.

Then the controller gains K_p , K_v , and K_r are determined according to the resonance ratio which shows the ratio of the natural frequency of the motor side and the load side.

The vibration control strategy based on the resonance ratio is called "resonance ratio control".

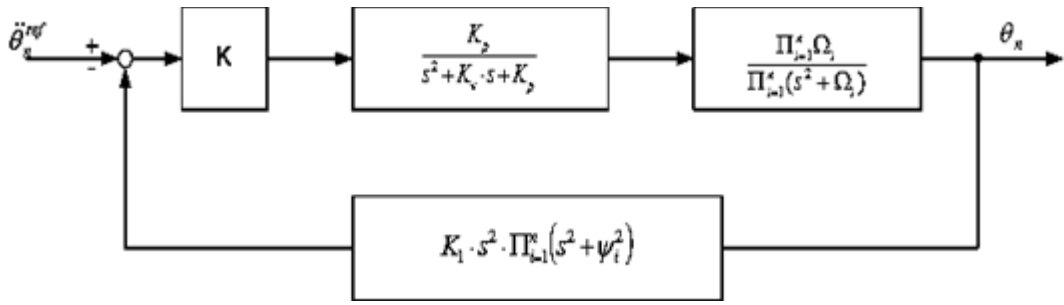


Fig.6. Total block diagram of vibration suppression controller

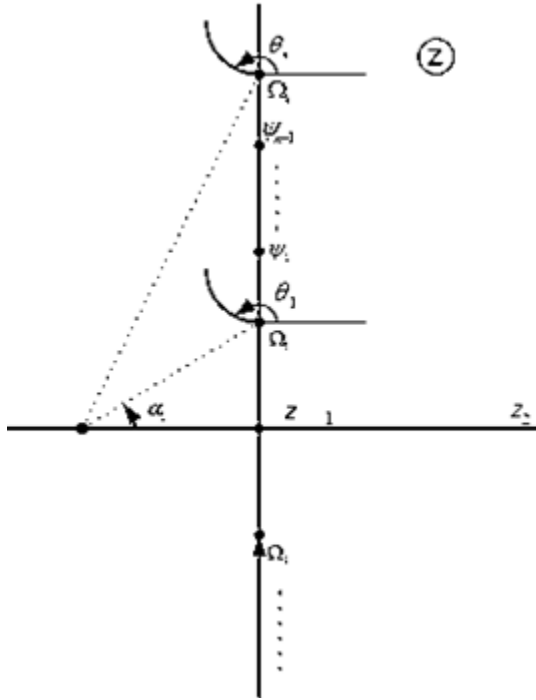


Fig. 7. Root locus of Fig. 6

B. Resonance Ratio Control

As described before, all pole-loci of the mechanical resonance system move to the stable direction by the external force feedback. In the next step, the controller gains are determined according to the resonance ratio. Here it is assumed that the dominant oscillation pole of the mechanical system is the first oscillation pole. Then the transfer function of the system is described as follows:

$$\begin{cases} \theta_m = \frac{(s^2 + \omega_a^2)}{\omega_a^2} \cdot G_1(s) \cdot G_2(s) \cdot \theta^{cmd}; \\ \theta_a = G_1(s) \cdot G_2(s) \cdot \theta^{cmd}; \\ \omega_a = \sqrt{\frac{K_f}{I_a}}; \omega_m = \sqrt{\frac{K_f}{I_a} \cdot (1 + K_r \cdot I_a)} = K \cdot \omega_a; \\ K = \sqrt{1 + K_r \cdot I_a}. \end{cases} \quad (11)$$

Here ω_a and I_a are the equivalent frequency and inertia of the load side in Fig 4, ω_m and K_f is the natural frequency of the motor side and the equivalent stiffness of the motor side and the

equivalent stiffness of the load side, respectively. K is the resonance ratio. The denominator $D(s)$ of the transfer function of $G_1(s) \cdot G_2(s)$ is given as follows:

$$D(s) = s^4 + K_v \cdot s^3 + (K_p + \omega_m^2) \cdot s^2 + K_v \cdot \omega_a^2 \cdot s + K_p \cdot \omega_a^2. \quad (12)$$

To simplify the controller design, $G_1(s)$ and $G_2(s)$ are defined as second order system and ζ_1 , ω_1 , ζ_2 , and ω_2 are introduced to describe the motion performance in each system. Then $D(s)$ is also given as follows:

$$D(s) = (s^2 + 2\zeta_1 \cdot \omega_1 \cdot s + \omega_1^2) \times (s^2 + 2\zeta_2 \cdot \omega_2 \cdot s + \omega_2^2). \quad (13)$$

From (12) and (13), the following relations are obtained:

$$K_v = 2 \cdot (\zeta_1 \cdot \omega_1 + \zeta_2 \cdot \omega_2); K_p = \frac{\omega_1^2 \cdot \omega_2^2}{\omega_a^2}; \quad (14)$$

$$\omega_m^2 = \sqrt{-\frac{\omega_1^2 \cdot \omega_2^2}{\omega_a^2} + \omega_1^2 + \omega_2^2 + 4\zeta_1 \cdot \zeta_2 \cdot \omega_1 \cdot \omega_2}.$$

The important goal in the vibration control is to suppress the vibration, so that $\zeta_1 = \zeta_2 = 1,0$ in (14). Also $\omega_1 = \omega_2 = \omega_a$ to obtain the high speed motion response in the load side. Finally, the following control gains are obtained with resonance ratio of $\sqrt{5}$.

$$\begin{cases} K_r = \frac{4}{I_a}; K_p = \omega_a^2; \\ K_v = 4 \cdot \omega_a. \end{cases} \quad (15)$$

C. Experimental Examples of Vibration Control

By using a set of the gains shown in (15), the vibration of the mechanical resonance system is well suppressed.

Fig. 8 and Fig. 9 are the experimental results of PD control and resonance ratio control for step-motor, respectively. These results clearly show that the resonance ratio control is effective for the vibration suppression in the mechanical resonance system.

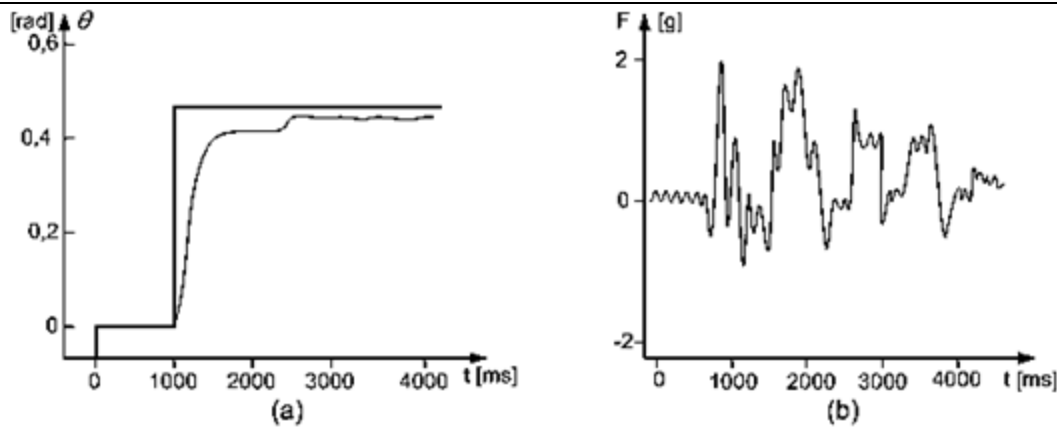


Fig. 8. PD control in mechanical resonance system

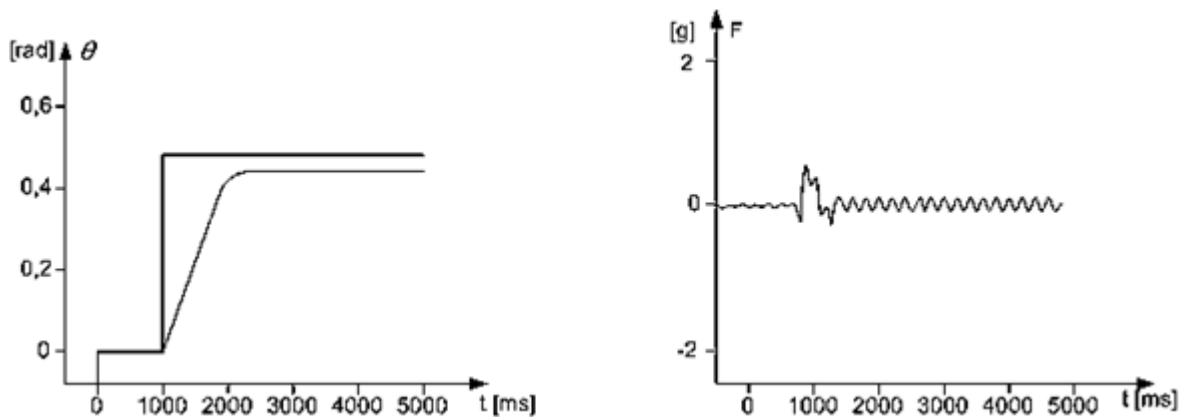


Fig. 9. Resonance ratio control in mechanical resonance system

CONCLUSIONS

1. The robustness of the motion control makes the harvester's mechanical system more flexible. The stiffness of the motion, which corresponds with the forward gain of the position, is defined to be a good index of robustness. The motion controller acquires robustness by estimating disturbance. The robustness and the identification is both sides of a motion control each other. The recent modern technique including two-degrees-of freedom control, H^∞ control has proved the same structure from physical point of view [8].

2. The estimated disturbance includes reaction force from the environment. The information is used for estimation of mechanical parameters. By direct use of reaction force, an antivibration control called "a resonance ratio control" for flexible structure is realized.

3. For further development, particularly in the connection of antivibration controller of motion, will be expected. Such controller is very important for the modern agricultural machines, such as harvesters, with advanced mechatronic

devices in order to stabilize their working regimes and their course of motion on the field as well.

REFERENCES

1. **Ohnishi K., 1996.** Motion Control for Advanced Mechatronics / K. Ohnishi, M. Shibata, T. Murakami // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – № 1 – 56–67.
2. **Gopinath B., 1971.** On the control of linear multiple input – output systems / B. Gopinath // Bell System Tech. J. – Vol. 50. – № 3. – 1063 – 1081.
3. **Sonthward S., 1991.** Robust nonlinear stick-slip friction compensation / S. Sonthward, C. Radcliffe, C. Maccluer // ASMEJ. Dynamics Syst., Measurement, Contr. – Vol. 113. – 639–645.
4. **Murakami T., 1993.** Torque sensorless control in multi-degree-of-freedom manipulator / T. Murakami, K. Ohnishi // IEEE Trans. Ind. Electron. – 1993. – Vol. 40. – № 2.

5. **Murakami T., J. Robot., 1995.** Special Issue on Advanced Motion Control in Vibration System. – Vol. 13. – №. 8.
6. **Seto K., Yoshida K., Nonami K., 1992.** Eds., in Proc. ISME First Int. Conf. Motion, Vibration Contr., Yokohama.
7. **Yoshida K., Nonami K., Eds., 1994.** In Proc. Snd Int. Conf. Motion, Vibration Contr., Yokohama.
8. **Buja G., Fujita H., Obnishi K., Eds., 1990.** Recent Advances in Motion Control. – The Nikkan Kogyo Shimbun Std., 1990.
9. **Kyura N., 1996.** The development of a controller for mechatronics equipment / N. Kyura // IEEE Trans. Ind. Electron. – Vol. 43. – No. 1. – 30–37.
10. **More T., 1969.** Mechatronics / T. Mori // Yaskawa Internal Trademark Application Memo. – July 12. – 21.131.01.
11. **Hori Y., 1990.** Theories and applications of advanced motion control / Y. Hori, N. Kyura, Y. Kawabata // Trans. IEEE Jpn. – Vol. 110-D. – No.11 – 1110-1118.
12. **Sumimoto T., 1989.** Vibration analysis system for mechatronics products / T. Sumimoto, H. Hamamatsu // Yaskawa Denki. – Vol. 53. – No. 204. – 259-264.
13. **Takahashi Y., 1972.** Control and Dynamic Systems / Y. Takahashi, M. J. Rabins, D. M. Auslander // Reading, MA Addison-Wesley.
14. **Franklin G.F., 1986.** Feedback Control of Dynamic Systems / G.F. Franklin, J.D. Powell, A. Emami – Naeini // Reading, MA: Addison-Wesley.
15. **Kyura N., 1996.** Mechatronics – An industrial Perspective / N. Kyura, H. Oho // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 1. – 10–15.
16. **Auslander D.M., 1996.** What is Mechatronics? / D.M. Auslander // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 1. – 5–9.
17. **Isermann R., 1996.** Modeling and Design Methodology for Mechatronic Systems / R. Isermann // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 1. – 16–27.
18. **Luo C.R., 1996.** Sensor Technologies and Microsensor Issues for Mechatronics Systems / C.R. Luo // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 1. – 39–49.
19. **Miller G.L., 1989.** Tutorial introduction to sensors / G.L. Miller // Advanced Sensor Development in Japan. Information Gatekeepers, Inc. – No. 1.
20. **Luo R.C., 1989.** Multisensor Integration and fusion in intelligent systems / R.C. Luo, M.G. Kay // IEEE Trans. Syst., Man., Cybern. – Vol. 5. – 901–931.
21. **Schweitzer G., 1996.** Mechatronics for the Design of human-Oriented Machines / G. Schweitzer // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 2. – 120–126.
22. **Hirzinger G., 1996.** Mechatronics for a New Robot Generation / G. Hirzinger // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 2. – 149–157.
23. **Walker M.W., 1980.** Resolved-acceleration control of mechanical manipulators / M.W. walker, R.P.C. Naul // IEEE Trans. Automat. Contr. – Vol. AC-25. – pp. 468 474.
24. **Chovniuk Iu., 2011.** Utochnena dynamichna model rukhu vizka z vantazhem na hnuchkomu pidvisi . Iu. Chovniuk // MOTROL. – V. 13B. – 130–137.
25. **Loveikin V.S., 2014.** Analiz dynamycheskykh nahruzok v kanatakh pod'emnykh kranov metodom vremennykh splainov / V.S. Loveikyn, Iu.V. Chovniuk, P. Lyamar // MOTROL. – 2014. – Vol.16. – No 3. – 12–18.

МЕТОДИКА КОЛИЧЕСТВЕННОЙ ОЦЕНКИ КОМПЛЕКТОВАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Григорий Шкаровский

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Grigoriy Shkarovsky

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Аннотация. Изложена методика количественной оценки условий комплектования машинно-тракторных агрегатов на базе энергосредств различных конструкций с использованием критериев собираемости агрегата, ремонтпригодности агрегата и функциональной насыщенности энергосредства.

В результате проведенных исследований установлено, что для оценки условий комплектования агрегатов на базе МЭС целесообразно применять три критерия, а именно: критерий собираемости агрегата, критерий ремонтпригодности агрегата, критерий функциональной насыщенности энергосредства. Предложенные критерии позволяют определять общие приемы агрегатирования с технологическими модулями, установить недостатки компоновочной схемы, которые влияют на агрегатирование и определить направления ее усовершенствования, а также оценить перспективность разработки энергосредства с точки зрения его занятости в технологических процессах.

Ключевые слова: мобильное энергетическое средство, конструктивно-компоновочная схема, машинно-тракторный агрегат, энергосредства, оценивание.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Низкая эффективность использования мобильных энергетических средств (МЭС) в составе машинно-тракторных агрегатов (МТА) существенно влияет на размер затрат при выращивании сельскохозяйственных культур. Это частично может быть

объяснено неудовлетворительной адаптацией энергосредства к требованиям технологических операций, что ведет к нарушению технологических требований и, в конечном итоге, к значительной потере урожая. Одной из причин этого является отсутствие надежных методик оценки соответствия конструкции энергосредства требованиям технологий выращивания культур еще на стадии проектирования машины [1].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Мобильное энергетическое средство – многофункциональная машина, в процессе использования которой деятельность человека осуществляется по двум направлениям, а именно:

- обеспечение эксплуатации собственно энергетического средства,
- обеспечение выполнения технологической операции.

Важнейшим этапом при этом является осознанная и правильная оценка общей конструкции как энергосредства, так и агрегата в целом [1–16], определяющая состав парков хозяйств [17] с учетом эффективного использования энергосредств [18] и определяющая значения комплексного показателя эффективности системы машин [19].

В соответствии с этим в работе [2] различается техническая и технологическая эксплуатация МЭС, которая невозможна без предварительной оценки конструкции машины. Изучение и решение проблемы

МЕТОДИКА КОЛИЧЕСТВЕННОЙ ОЦЕНКИ КОМПЛЕКТОВАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

оценки МЭС на разных стадиях посвящен ряд научных работ. Особого внимания заслуживают те из них, которые посвящены методическим аспектам определения оценочных показателей.

Автором работы [2] предложено оценивать степень технологичности энергосредства по трем обобщенным показателям: производительности, агротехническому качеству выполнения технологической операции и себестоимостью работ. Однако, приведенные автором работы [2] функциональные зависимости не позволяют конкретизировать оценку конструкции машины с тем, чтобы ее улучшить, и могут служить лишь в качестве рамок обобщенных требований.

В работе [3] перспективность конструкций сельскохозяйственной техники рекомендуется оценивать коэффициентом универсализации K_y по сводному количественному показателю:

$$K_y = K_p + K_k + K_a, \quad (1)$$

где: K_p , K_k , K_a – коэффициенты соответственно разноиспользования машины, комбинированности и агрегативности.

$$K_p = 1 - 1/P_p, \quad (2)$$

$$K_k = 1 - 1/P_k, \quad (3)$$

$$K_a = 1 - 1/P_a. \quad (4)$$

В зависимостях (2)–(4) P_p – общее количество технологических операций, которые можно выполнять с использованием данного средства, P_k – количество технологических операций одновременно выполняемых агрегатом, P_a – количество классов тех энергосредств, с которыми может агрегатироваться машина подлежащая оценке.

Недостатками этой методики является нечеткая дифференциация конструктивных возможностей и их фактическая реализация в показателе разноиспользования и т.п.

Авторами работы [4] предложена методика определения коэффициента универсальности конструкции согласно зависимости:

$$K_{yк} = \sum_i^j Z_{ji} / \sum_i^m Z_{i\max}, \quad (5)$$

где: $K_{yк}$ – коэффициент универсальности конструкции,

i , j – соответственно i -й репрезентативный показатель и j -я машина, а также общее число показателей i в j -й машине,

Z_{ji} – количественная оценка i -го репрезентативного показателя в j -й машине,

$Z_{i\max}$ – максимальная оценка i -го показателя в баллах,

m – общее количество показателей для машины данного типа.

Методика определения коэффициента универсальности конструкции согласно приведенной зависимости (5) предусматривает определение соотношения между суммами реальных показателей и их максимальными оценками в баллах. Основным недостатком этой методики, по нашему мнению, является использование балльных оценок, что вносит определенный субъективизм в конечный результат, а также при применении таких оценок оценочные значения $K_{yк}$ могут достигать значений, сравнение которых не корректно. Кроме того, такая методика затрудняет оценку конструкции МЭС при его дальнейшем использовании в составе МТА различной комплектации и назначения, то есть при условии рассмотрения нескольких технологических процессов.

Количественную оценку реализованного в существующих конструкциях энергосредств, потенциально возможного для них и используемого в технологических процессах уровней универсальности, выполненную на базе их технических характеристик и технологических карт, дано в работах [20, 21]. В качестве оценочного показателя в данных работах выбрано коэффициент универсальности конструкции $K_{yк}$, вероятные значения которого могут очерчиваться пределами $0 \leq K_{yк} \leq 1,00$. При этом меньшими значениями характеризуются энергосредства, конструкция которых максимально упрощена (худшая среди известных, согласно технической характеристике), или в технологическом процессе данное энергосредство выполняет наименьшее количество операций с применением худших характеристик своих систем, механизмов и

агрегатов. Высокими значениями $K_{УК}$ характеризуются энергосредства, конструкция которых лучшая среди известных или в технологическом процессе энергосредство, что рассматривается выполняет максимальное количество операций с применением всех лучших характеристик своих систем, механизмов и агрегатов. Приведенные в работах результаты исследований указывают на то, что достигнутый в мировом тракторостроении уровень универсальности МЭС находится в пределах 0,38–0,79 [20]. Потенциально возможный уровень $K_{УК}$ для энергосредств классической конструктивно-компоновочной схемы равен 0,80, интегральной – 0,82 и самоходного шасси – 1,00 [20].

При этом отечественные технологии предусматривают использование уже имеющегося в конструкциях МЭС уровня универсальности не более чем на 25–30% [21].

Недостатком работ [20, 21] является отсутствие критериев, которые позволили бы оценить условия и потенциальные возможности комплектования агрегатов на базе МЭС данного типа.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Обоснование количественных критериев для оценки мобильных энергетических средств, учитывающих условия комплектования агрегатов на их базе.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для решения поставленной проблемы проводили теоретические исследования, позволившие на основании положений теории структуры конструкций [22] разработать количественные критерии для оценки влияния конструктивно-компоновочной схемы энергосредства на условия комплектования, обслуживания и эксплуатации МТА на его базе.

Согласно названной теории, современный МТА можно представить как сборочную единицу, в состав которой входят энергетический и один или несколько технологических модулей. В процессе

эксплуатации эти модули взаимодействуют между собой благодаря устройствам передачи энергии. Однако, для эффективной работы агрегата необходимым условием является возможность оперативной замены того или иного модуля с целью изменения функциональных возможностей агрегата или его ремонта без существенного изменения структуры последнего в целом.

Оценить такие возможности энергосредства можно с помощью критериев собираемости и ремонтпригодности [22].

Количественный критерий собираемости МТА определяли как отношение количественного состава множества возможных подмножеств различных последовательностей соединения модулей к количественному составу множества степени агрегата [22]:

$$K_3 = \frac{m(P)_3 + 1}{m(P_n)}, \quad (6)$$

где: K_3 – критерий собираемости,

$m(P)_3$ – количественный состав множества возможных подмножеств, которые можно получить при сборке МТА,

$m(P_n)$ – количественный состав множества степени МТА, подсчитанный, исходя только из его состава

$$m(P_n) = 2^n, \quad (7)$$

где: n – количество модулей, из которых состоит МТА.

Процедуру определения K_3 рассмотрим на примере самоходной агрегата в составе трактора типа «Fendt-926 Varjo» улучшенной классической конструктивно-компоновочной схемы и навесного кормоуборочного комбайна – рис. 1.

В состав агрегата входят два модуля: a – энергетический (собственно трактор) b – технологический (кормоуборочный комбайн).

В таком случае при определении количественного состава $m(P)_3$, получим множество возможных подмножеств МТА вида $\{\{a\}, \{b\}, \{ab\}\}$, которое включает отдельно энергосредство $\{a\}$, комбайн $\{b\}$ и агрегат в составе энергосредства и комбайна $\{ab\}$.

Тогда $m(P)_3 = 3$, а $m(P_n)$, согласно зависимости (7), при $n = 2$ будет равно 4.

Подставив значения $m(P)_3$ и $m(P_n)$ в соотношение (6) получим $K_3 = 1$.

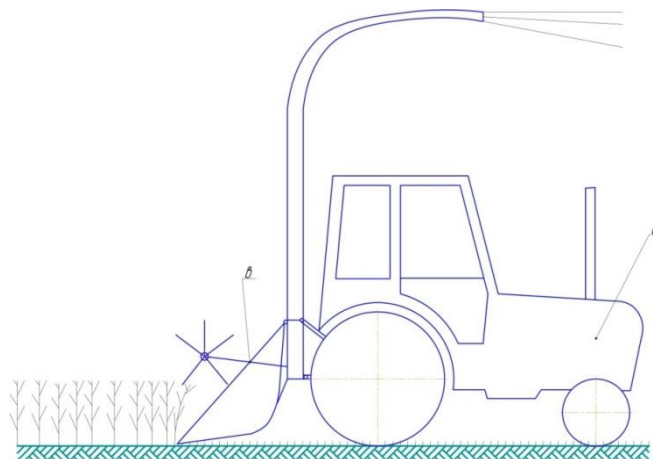


Рис. 1. Расчетная схема кормоуборочного агрегата на базе трактора улучшенной классической конструктивно-компоновочной схемы

Fig. 1. Diagram of forage unit on the basis of tractor improved classical design-layout scheme

Если значение критерия собираемости равно 1, то это означает, что компоновочная схема и характеристики систем энергосредства дают возможность все модули агрегата при любых условиях соединять между собой. Логично предположить, что значение K_3 , для реального МТА любой конструкции не превышают 1 и всегда больше нуля. Значения меньше единицы указывают, что на определенном уровне комплектования (составление агрегата) используют и дополнительные модули, без которых собрать агрегат необходимой конструкции невозможно. Как правило, эти модули не выполняют основных функций в технологическом процессе, а только дополнительные (сцепки, ходовая система прицепных и полуприцепного машин и т.п.).

Критерий ремонтпригодности, согласно работе [22], для МТА целесообразно определять как отношение количественного состава множества возможных подмножеств, которые можно получить при любой последовательности разборки агрегата (возможность снять необходимый модуль, не снимая другие) к количественному составу множества степени этого МТА [22]:

$$K_p = \frac{m(P)_{p+1}}{m(P)_n}, \quad (8)$$

где: K_p – критерий ремонтпригодности,

$m(P)_p$ – количественный состав множества возможных подмножеств, которые можно получить при любой

последовательности разборки МТА на определенном уровне.

Исходя из записи соотношений (6) и (8) можно утверждать, что они сходны между собой. Это действительно так, ведь на практике, в большинстве случаев, условия комплектования (составления) агрегата аналогичны условиям его раскомплектования, только в обратной последовательности. В таком случае для большинства существующих агрегатов значения критериев собираемости и ремонтпригодности равны между собой, а значит и процедуры определения $m(P)_3$ и $m(P)_p$ аналогичны. Однако возможны случаи, когда последнее утверждение не будет действительным. Например, когда речь пойдет о навесной зерноуборочный комбайн с измельчителем. Навесить комбайн с измельчителем на энергосредство, при условии оборудования последнего необходимыми устройствами для агрегатирования, возможно, можно и снять измельчитель с предварительно навешенного комбайна без дополнительных сложных устройств, а вот установить измельчитель на уже навешенный комбайн без помощи таких дополнительных устройств (например, подъемного оборудования) невозможно. Поэтому на практике целесообразно пользоваться обоими критериям, а в конструкциях энергосредств предусматривать наличие высокоэффективных устройств для

агрегатирования, которые позволили бы выполнить подобное комплектования агрегата и его раскомплектование в случае изменения технологической схемы или ремонта.

Определения значений критериев собираемости и ремонтпригодности для различных компоновочных схем МЭС проводили с использованием еще одного примера: агрегат в составе трактора типа ХТЗ-17021 конструктивно-компоновочной схемы близкой к интегральной и прицепного кормоуборочного комбайна – рис. 2.

Причиной внимания к этому агрегату является отсутствие возможности укомплектовать его навесным комбайном для работы на реверсе из-за неудовлетворительной обзорности жатки навесного комбайна с поста управления трактором, вызванной междубазовым расположением кабины энергосредства. В таком случае, к рассмотрению будет принято три модуля: *a* – энергетический (трактор), *b* – технологический (комбайн), *c* – дополнительный (ходовая часть прицепного комбайна). Тогда количественные значения $m(P)_з$ и $m(P)_р$ будут определяться из множества подмножеств $\{\{a\}, \{bc\}, \{abc\}\}$ и равны 3, в то время как $m(P_n) = 2^3 = 8$. Значение критериев собираемости и ремонтпригодности для рассматриваемого агрегата не будут превышать 0,5, что ниже, чем для агрегата, созданного на базе МЭС улучшенной классической конструктивно-компоновочной схемы типа «Fendt-926 Vario». Полученные результаты свидетельствуют о том, что для работы на реверсе с навесными уборочными машинами, конструктивно-компоновочная

схема трактора ХТЗ-17021 менее пригодна чем схема трактора «Fendt-926 Vario». При условии усовершенствования компоновки ХТЗ-17021 применением передвижного поста управления, что не всегда возможно и экономически оправдано, на его базе можно составить агрегат и с навесным комбайном.

Эффективность использования МЭС зависит от количества выполняемых с его участием технологических операций, при условии удовлетворительного агрегатирования с различными технологическими модулями. Поэтому к рассмотрению целесообразно ввести критерий функциональной насыщенности энергосредства K_Φ [22]:

$$K_\Phi = \frac{M_\Phi}{M}, \quad (9)$$

где: M_Φ – фактическое количество технологических операций, выполнение которых обеспечивает энергосредство,

M – общее количество операций в технологическом процессе, на которых используются энергосредства.

Общее количество технологических операций в процессе M предусмотрено технологической картой, а количество операций, выполняемых рассматриваемым энергосредством M_Φ , характеризуется множеством $\{0, 1, 2, \dots, M\}$.

В таком случае K_Φ может принимать значения от 0 до 1. Если $K_\Phi = 0$, то это означает, что МЭС, при всех имеющихся у него системах и устройствах для агрегатирования не может агрегатироваться ни с одним из технологических модулей, то есть технологический процесс не может быть выполнен с этим МЭС.

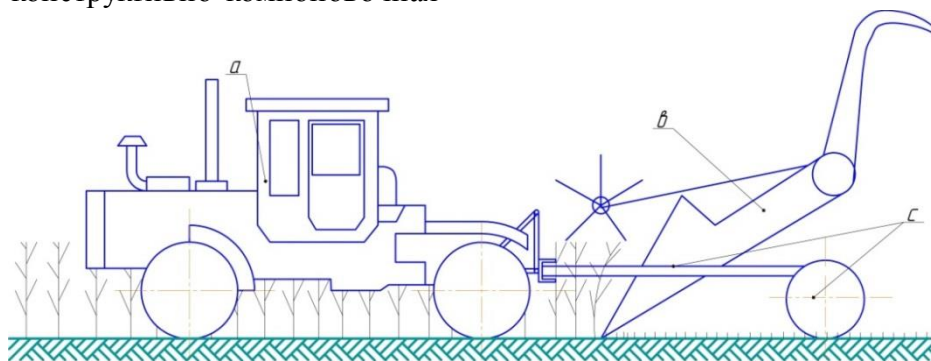


Рис. 2. Расчетная схема кормоуборочного агрегата на базе трактора конструктивно-компоновочной схемы близкой к интегральной

Fig. 2. Diagram of tractor unit on forage-based design-layout scheme close to integral

МЕТОДИКА КОЛИЧЕСТВЕННОЙ ОЦЕНКИ КОМПЛЕКТОВАНИЯ МАШИНО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Если же $K_{\phi} = 1$, то это означает, что энергосредство удовлетворительно агрегируется со всеми имеющимися технологическими модулями и технологический процесс может быть успешно выполнен только при использовании МЭС такого типа. Промежуточные значения K_{ϕ} указывают на необходимость задействования в технологическом процессе энергосредств других конструкций и их количество обратнопропорционально значениям K_{ϕ} .

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных исследований установлено, что для оценки условий комплектования агрегатов на базе МЭС целесообразно применять три критерия, а именно: критерий собираемости агрегата, критерий ремонтпригодности агрегата, критерий функциональной насыщенности энергосредства.

2. Предложенные критерии позволяют определять общие приемы агрегатирования с технологическими модулями, установить недостатки компоновочной схемы, которые влияют на агрегатирование и определить направления ее усовершенствования, а также оценить перспективность разработки энергосредства с точки зрения его занятости в технологических процессах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Pogorilij L.V. 2004.** Suchasni problemi zemlerobskoї mexaniki i mashinoznavstva pri stvorenni silskogospodarskoї texniki novogo pokolinnya / L.V. Pogorilij // *Texnika APK.* – №1–2. – 6–7.
- 2. Kutkov G.M. 2006.** O texnologicheskix svojstvax mobilnyx energeticheskix sredstv / G.M. Kutkov // *Praci Tavrijskoї derzhavnoї agrotekhnichnoї akademii. naukove faxove vidannya. Vip. 40. Melitopol.* – 140–148.
- 3. Nelyubov A.I. 1977.** Universalizaciya selxozmashin / A.I. Nelyubov, A.M. Kruglyakov // *Traktory i selskoxozyajstvennye mashiny.* №12. – 28–30.
- 4. Kalchenko B.I. 1997.** Analiz universalnosti traktorov i samoxodnyx mashin / B.I. Kalchenko, A.E. Pisarenko, O.M. Sidorenko, V.G. Evtenko // *Traktory i selskoxozyajstvennye mashiny.* – №1. – 21–23.
- 5. Libis S.E. 1990.** Tendencii razvitiya komponovochnyx sxem i osnovnyx parametrov selskoxozyajstvennyx traktorov za rubezhom. obzornaya informaciya / S.E. Libis, Yu.S. Shapovalov, V.K. Degtyarev. – M.. *CNIITEItraktoroselxozmash.* – 86.
- 6. Kutkov G.M. 1999.** *Texnologicheskie osnovy mobilnyx energeticheskix sredstv. uchebnoe posobie po kursu «traktory i avtomobili»* / G.M. Kutkov. V 2–x t. Ch. 1. – M.. MGAU im. V.P. Goryachkina. – 150
- 7. Kutkov G.M. 2004.** *Traktory i avtomobili. teoriya i texnologicheskie svojstva* / G.M. Kutkov. – M.. KolosS. – 504.
- 8. Belyaev V.I. 2002.** Vliyanie razlichnyx variantov komponovki pochvoobrabaty vayushhego posevnogo agregata na vychodnye pokazateli / V.I. Belyaev, S.M. Avdeenko // *Vestnik AGAU. Barnaul. AGAU.* – №2 – 158–159.
- 9. Belyaev V.I. 2004.** *Sovremennye tendencii razvitiya konstrukcij pochvoobrabatyvayushhej i posevnoj texniki* / V.I. Belyaev, N.F. Karpov // *Vestnik AGAU. Barnaul. AGAU.* – №2 – 132–134.
- 10. Kischak I. 2011.** *Components of support of agricultural enterprises industrial hardware* / I. Kischak, V. Havrysh, A. Kulik. – *MOTROL. Motorization and power industry in agriculture.* 13A. – 153–159.
- 11. Lyubushko N.I. 1997.** *Novye tendencii v sozdanii i ispolzovanii kombinirovannyx agregatov* / N.I. Lyubushko, V.N. Zvolinskij // *Traktory i selskoxozyajstvennye mashiny.* – №9. – 7–11.
- 12. Lyubushko N.I. 1997.** *Novye tendencii v sozdanii i ispolzovanii kombinirovannyx agregatov* / N.I. Lyubushko, V.N. Zvolinskij // *Traktory i selskoxozyajstvennye mashiny.* – №10. – 14–16.
- 13. Rekubrackij G.M. 1986.** *Sostoyanie i tendencii razvitiya texnologij i sredstv mexanizacii poseva* / G.M. Rekubrackij. – M.. Vniiteisx. – 60.
- 14. Roslavcev A.V. 1998.** *Rasshirenie sfery primeneniya kolesnyx traktorov kl.3 na osnove tyagovo–energeticheskoy koncepcii* / A.V. Roslavcev // *Traktory i selskoxozyajstvennye mashiny.* – №10. – 9–12.

- 15. Semenov V.F. 2006.** Universalnye nesushhie sistemy blochno-modulnogo tipa dlya poverkhnostnoj obrabotki pochvy / V.F. Semenov, G.M. Taran. Alt. gos. texn. un-t im. Polzunova. Barnaul. Izd-vo ALGTU. –171.
- 16. Sinicyn K.D. 1995.** Perspektivy vosпроизводства «unimogov» v rossii / K.D. Sinicyn // Traktory i selskoxozyajstvennye mashiny. – №12. – 336.
- 17. Cherevko G., Krupich O., Krupich R. 2013.** Razvitie sistemy formirovaniya materialno-texnicheskoy bazy selskogo xozyajstva ukrainy / G. Cherevko, O. Krupich, R. Krupich // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. 15/4. – 97–106.
- 18. Gripachevskij N. 2013.** Issledovanie putej povysheniya effektivnosti ekspluatatsiitexniki v fermerskix xozyajstvax / N. Gripachevskij // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. 15/2. – 65–69.
- 19. Dubrovin V. 2011.** Kompleksnij pokaznik effektivnosti sistemi mashin u roslinnictvi / V. Dubrovin, Ye. Krasovski, I. Rogovskij. – MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. 13B. – 20–24.
- 20. Shkarivskij G.V. 2004.** Doslidzhennya vplivu zagalnoi konstrukcii mez na pokazniki jogo universalnosti pri stvorenni mashinno-traktornix agregativ / G.V. Shkarivskij // “Mexanizaciya ta elektrifikaciya silskogo gospodarstva”. Vip. 88. – Glevaxa, NNC “IMESG”. – 70–77.
- 21. Shkarivskij G.V. 2004.** Doslidzhennya pokaznikov universalnosti traktoriv zajnyatix u vikonanni osnovnix texnologichnix procesiv / G.V. Shkarivskij, S.P. Pogorilij, A.S. Koxno // “Mexanizaciya ta elektrifikaciya silskogo gospodarstva”. Vip. 88. – Glevaxa, NNC “IMESG”. – 78–85.
- 22. Los L.V. 1991.** Teoriya struktury konstrukcij texnologichnyx mashin i priborov / L.V. Los. – Zhitomir. Zhitom. selskoxoz. in-t. – 167.

collection Assembly, maintainability, Assembly and functional saturation of the power unit.

As a result of researches it is established that conditions of acquisition of units on the basis of MEM appropriate to apply the three criteria, namely the criterion collection unit, the criterion of maintainability of Assembly, the criterion of the functional saturation of the power unit. The proposed criteria allow us to define General methods of aggregation with technological modules, installing the shortcomings of the layout scheme, which affect aggregation and identify areas of improvement and also to assess the prospects of development of the power unit from the point of view of its employment in production processes.

Key words: mobile energy tool structurally-layout scheme, tractor units, power unit, assessment.

METHOD OF QUANTITATIVE EVALUATION OF ACQUISITION TRACTOR UNITS

Summary. The technique of quantitative assessment of the conditions of acquisition of machine-tractor aggregates on the basis of energocredit different designs using criteria of

MECHATRONIC INFORMATION SYSTEMS FOR MOTION CONTROL OF MACHINE-TRACTOR AGGREGATES

Yuriy Chovnyuk, Igor Sivak

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: sivakim@ukr.net*

Summary. Motion of machine-tractor aggregates will the help of mechatronic information system is now recognized as a key in agriculture's mechatronics. The robustness of motion control for such machines will be represented as a function and a basis for practical realization. Target of motion is parameterized by control stiffness which could be variable according to the task reference. However, the system robustness of motion of machine-tractor aggregates always requires very high stiffness in the mechatronics controller. This paper shows that control of machine's acceleration realizes specified motion simultaneously with keeping the robustness very high. The machine's acceleration is a bridge to connect such robustness and variable stiffness. For practical application in agriculture, a technique to estimate disturbance is introduced to make motion of machine-tractor aggregate and of motion controller, as well to be an acceleration controller. Motion control of flexible structure and identification of mechanical parameters are also described.

Key words: mechatronics, information systems, motion, control, machine-tractor aggregates.

INTRODUCTION

The paper intends to show recent advances in motion control of machine-tractor aggregates, covering control and energy conversion [1] for a tutorial purpose. The physical meaning is emphasized rather than mathematical exactness. As is well known control and estimation are twin aspects of system design. The fact holds in motion control. The robust control and the estimation of parameter have the same basis. The several examples in agriculture practice shown later seem different approaches, however, the single interpretation is possible from the physical viewpoint.

The paper, at first, defines the stiffness in relation to various motion control of machine-tractor aggregates. This concept leads to both the meaning of robustness and the general structure of motion control. Then the paper points out necessity of modification against flexible structure. Several examples will assure the concluded remarks and the end of the paper.

TARGET OF MOTION CONTROL FOR MACHINE-TRACTOR AGGREGATES

A mechanical system governed by the sag range equation is represented both geometrically and dynamically. The kinematics is represented as a set of algebraic equations which gives constraints of motion. The dynamics is a set of differential equations based on dynamic equilibrium of force. A motion controller (for machine-tractor aggregate) generates a set of inputs to the actuators according to motion reference. A motion reference is synthesized in the reference generator.

The sensor signal the database and the commands from other motion systems and/or human operators are input signals for the reference generator. The generator motion control totally consist of the motion controller and the reference generator. However, the paper lays stress on the motion controller. Fig. 1 shows a schematic relation of each component of mechatronics (in machine-tractor aggregates (MTA) as well).

From the control point of view, the output of the MTA motion will be position and/or force. A simple case is continuous path tracking, however, the need for force control is increasing because the industrial/agricultural demands to the dexterous motion are growing up.

A simplified index which covers various motion is preferable, though there are various candidates of MTA's motion representation. One of such indices is a stiffness.

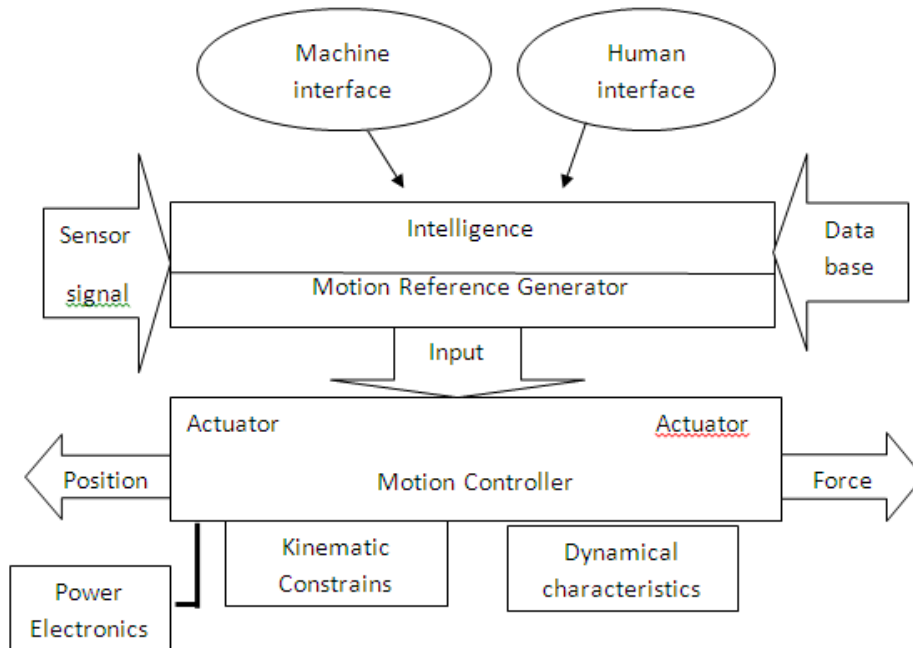


Fig. 1. A schematic relation of each component of mechatronics (inside the MTA)

Suppose that x is a position of motion of a controlled object (MTA) and f is a totally imposed force on that. From the kinematic and the dynamic equation, the following holds:

$$f = g(x, \dot{x}; x). \quad (1)$$

The stiffness k is defined in the partial differentiation

$$k = \frac{\partial f}{\partial x}. \quad (2)$$

The ideal position control inhibits any deviation of position against any deviation of force. That means k will be infinite in such a case. Naturally an integrator in the forward loop compensates, the steady error and $\frac{dx}{dt}$ will be zero at infinite time. However, such function does not reflect in (2). On the other hand, the ideal force control inhibits any force deviation against any position deviation. Therefore, k is a zero in the ideal force control. In the compliance control, there must be a relation between position and force. For instance, a virtual compliance control will have a mechanical impedance computed in the controller according to the specified dynamics. Table 1 shows that k is a good parameter as an index which represents a target of MTA's motion.

One of the most important elements in MTA's mechatronic technology is undoubted motion control. However, the word "mechatronics", registered as a trademark by Yaskawa Electronic Co., in 1971 did not always include a concept of motion control [2].

Table 1. Stiffness as a motion index (for MTA)

Target of motion	Stiffness
Position	∞
Compliant	finite
Force	0

In the 1970's, industries began to replace mechanical elements with electronic ones to achieve higher reliability and less maintenance. Also the mechatronic services were designed to occupy smaller space in the final products. Totally function of reliability, availability, and serviceability has been very much improved in relatively more compact products.

In the 1980's a remarkable progress in mini- and microcomputers and power electronics technology made it possible to improve the performance of motion. For example, vector controlled induction motor has higher cut-off frequency almost up to three times in the speed control loop compared to the same-sized dc motor. Following these results, the novel theories of control were tested in such mechatronic systems. In the late 1980's and the early 1990's, mechatronics seemed a showcase of various application of control theories.

The first IEEE Work shop on Advanced Motion Control (AMC'90) held in 1990 out the importance of physical interpretation of motion control, though the proceedings included many

examples of modern control techniques [3]. The phenomena observed in the early 1990's also came from the so called "software- servo technology". Generally major part of software applied to motion control carries out the indispensable routines for diagnostics and sequential procedures.

Only small area is assigned for programming control algorithms. The area was hardly sufficient for conventional PID control. Recently the fast processor has gradually enabled more complicated algorithms within a shorter sampling time.

Since the software – servo technology has generated more room for control algorithms, higher performance and flexibility have been realized without additional investment. Then the novel algorithms have gained high evaluation from the practical viewpoint because the quality of motion (of MTA's motion, as well) was improved.

The motion control is now recognized as an important area in mechatronics [4–7].

POSITION CONTROL AND FORCE CONTROL OF MTA.

A. Position control.

Positioning is one of the important application in motion control. There are two kinds of industry requirements to the positioning:

- PTP path (point – to – point path),
- CP path (continuous path).

The trapezoidal profile of speed reference is used for PTP path tracking.

During acceleration and deceleration, the period of constant acceleration is controlled to attain maximum speed.

As to CP tracking, a trajectory of motion (of MTA) is predetermined and it is possible to

know the several steps ahead at any time. If the motion reference generator knows two steps ahead, the velocity and – the MTA's acceleration reference are calculated as well as position reference.

The robust motion controller makes the MTA's motion system an acceleration controller as shown in Fig. 2 with unity for nominal inertia and torque coefficient [8]. P is an equivalent acceleration to the disturbance

$$p = I_0^{-1} \cdot G_s(S) \cdot T_{dis}, \tag{3}$$

where: I_0 – inertia, $G_s(S)$ – sensitivity junction, this – the disturbance torque, s – argument of the transfer function between input and output.

Fig. 2 has two unstable poles at origin. One simple way to stabilize the system is state feedback, i.e., position and velocity feedback as shown in Fig 3. two poles will be allocated arbitrarily in the left complex plane.

The transfer function $P_m(s)$ from acceleration reference to position is

$$p_m(S) = \frac{1}{s^2 + K_V \cdot s + K_p}. \tag{4}$$

To recover the delay due to $P_m(s)$, inverse system is placed in front of $P_m(s)$,

$$p_m^{-1}(S) = S^2 + K_V \cdot S + K_p. \tag{5}$$

Since the input of $P_m^{-1}(S)$ is position reference θ^{ref} , which will have first and second derivatives as the any place of predetermined trajectory, CP tracking control is constructed as shown in Fig. 4. by combination of (4), (5), and Fig.3. The transfer function from θ^{cmd} to θ is as follows:

$$\theta = \theta^{cmd}. \tag{6}$$

The second term of right side is an error due to disturbance. Most of them is suppressed in robust control part and the little remained error is attenuated by the velocity and position feedback. It is noted that the forward gain from position command to position is unity.

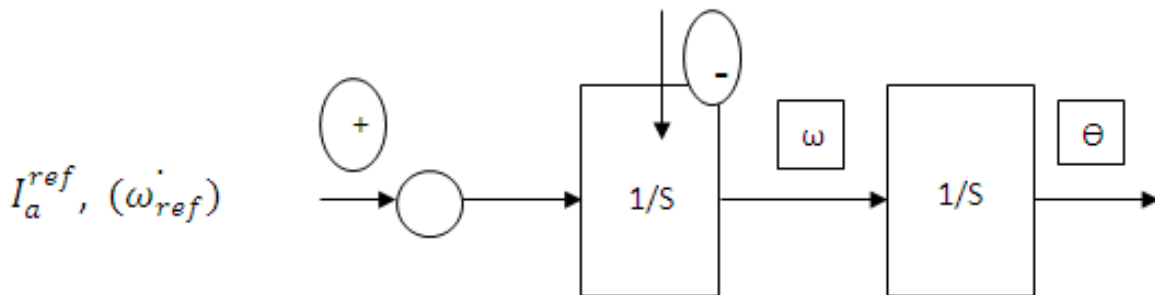


Fig. 2. Acceleration controller of MTA

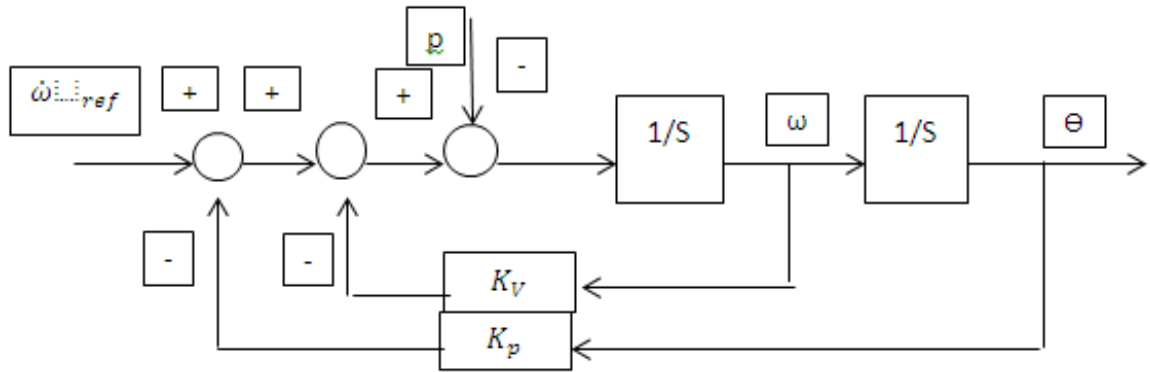


Fig. 3. State feedback in acceleration controller of MTA

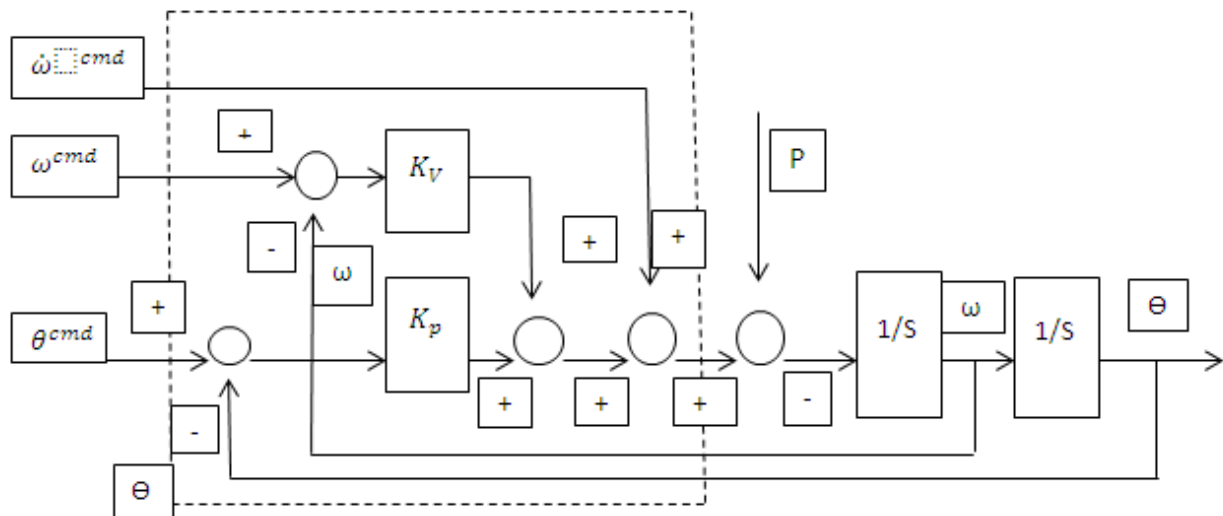


Fig. 4. Position control block diagram of MTA

3. Force control of MTA.

In the industry, the current control feedback in Fig. 5 has been widely used as a torque control. This loop has only a function to make a power converter to be a controlled current source as previously mentioned. The target of MTA's force control is a control of force at end-effector accurately. The robustness of the MTA's force control is also required.

Therefore, Fig. 2 is also a basis for force control and there should not be high forward

gain to position in order to keep stiffness K at low as possible.

Of the force sensor of MTA is ideal, there would be no forward gain for the position and zero stiffness is attained.

However, very small deviation proportional to the imp imposed force could exist in the force sensor and the robustness will be suffered.

There are two categories for MTA's force control. 1) noncontact motion, 2) contact motion.

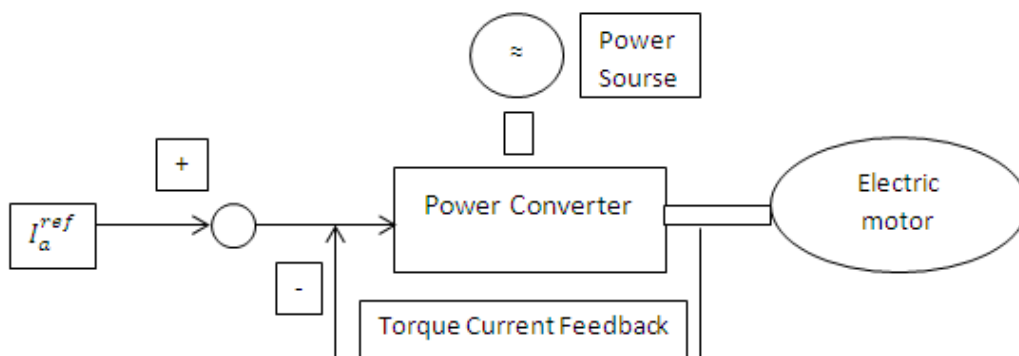


Fig. 5. A typical electric MTA's drive system

In noncontact motion, a force control is substantially an acceleration MTA's control. An end- effectors moves along force reference until it collides with a fixed environment.

In contact motion as shown in Fig. 6, there will be a force sensor between the end – effector moves along force reference until collides with a fixed environment.

In contact motion as shown in fig.6,there will be a force sensor between the end- effector and the MTA's control object. The sensor will detect very small deviation proportional to the imposed force. Then at – that moment, a mechanical loop is stiffness of sensor and environment, d_e is viscosity of environment, and K_f is a forward gain. Fig. 7 shows that the system is oscillatory with natural angular frequency of $\sqrt{K_f \cdot k_e}$ when the damping of environment d_e is very small.

Once the end – effector touches the environment, a closed loop in Fig. 7 is completed. Then the system is oscillatory and the end – effector is repulsed from the

environment. When the end effector separates from the environment, the closed loop in Fig. 7 is eliminated. Again the end – effector is stable and approaches the environment and touches it again. This process repeats over and over.

This hunting phenomena is overcome by adding damping loop as shown in Fig. 8. Generally it's difficult to know the stiffness and the damping of the environment a priori. An inserted forward gain K_f should be chosen so that the total system is stabilizable.

The transfer function from the equivalent disturbance acceleration $(-p)$ to the position of MTA is a follows:

$$\frac{\theta}{(-p)} = \frac{1}{s^2 + K_f(K_v + d_e)s + K_f \cdot K_e}. \quad (7)$$

A virtual stiffness k_f is determined as follows:

$$k_f = \frac{\partial(-p)}{\partial\theta} = K_f \cdot k_e. \quad (8)$$

This gives a performance limit of MTA's force control due to the very small displacement to measure the force.

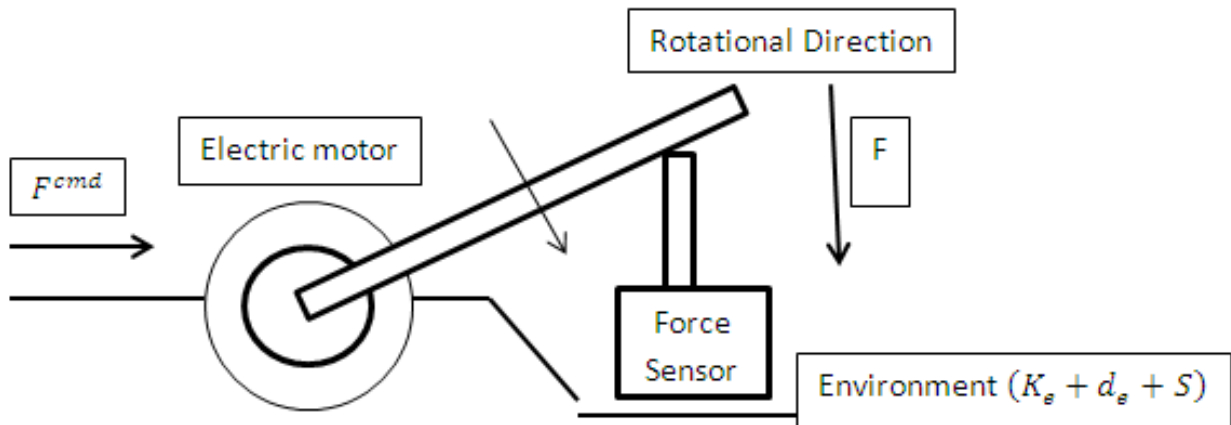


Fig. 6. Mechanical loop for contact task of MTA

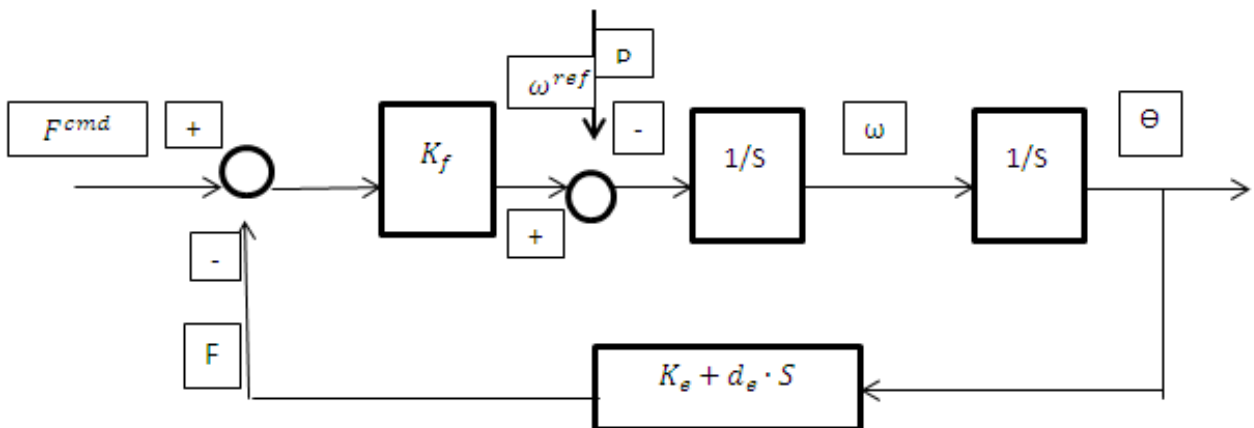


Fig. 7. Block diagram of MTA's force control (I)

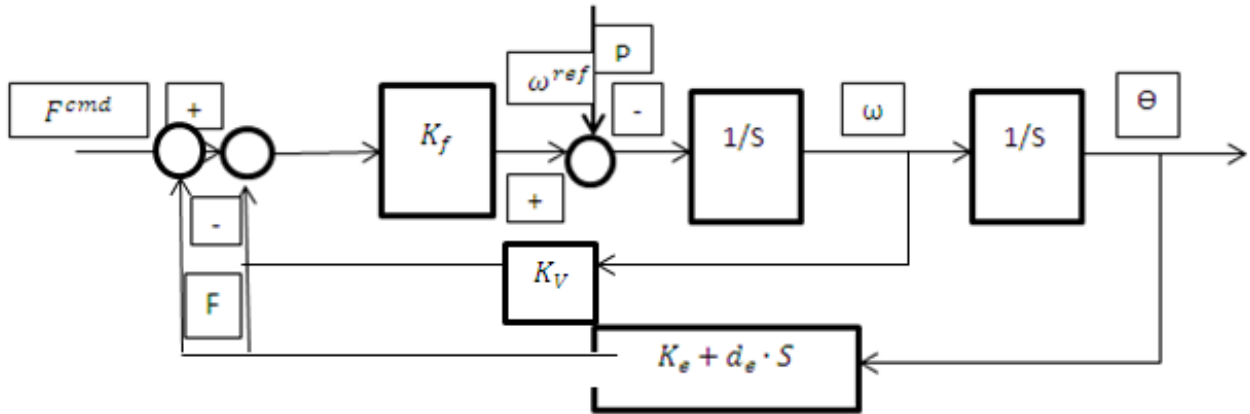


Fig. 8. Block diagram of MTA's force control (II)

When the force control approaches to the ideal one by reducing stiffness, the response will be slow.

C. Impedance Control of MTA.

The stiffness of the MTA's system is modified to leave a specified mechanical impedance. In this case, position and force signal are used to generate acceleration reference based on the specified impedance.

Fig. 9 shows an example of such MTA's impedance control system.

In Fig. 9, the stiffness corresponding to the virtual spring coefficient, the artificial damping and the equivalent mass realize a mechanical impedance.

It's noted that if the gain of the position is zero, the impedance control becomes the (MTA's) force control.

The zero gain of the force is the same as the position control of MTA.

It's possible to turn continuously the MTA's force control by adjusting the MTA's impedance control is the general force of MTA's motion control [9].

D. Experimental Examples of MTA's force and Position Control.

The experimental examples of MTA's force and position control are shown in Fig. 10 and Fig. 11.

These results show that the disturbance is well compensated by the disturbance observer and the desired motion responses are obtained in MTA's force and position control.

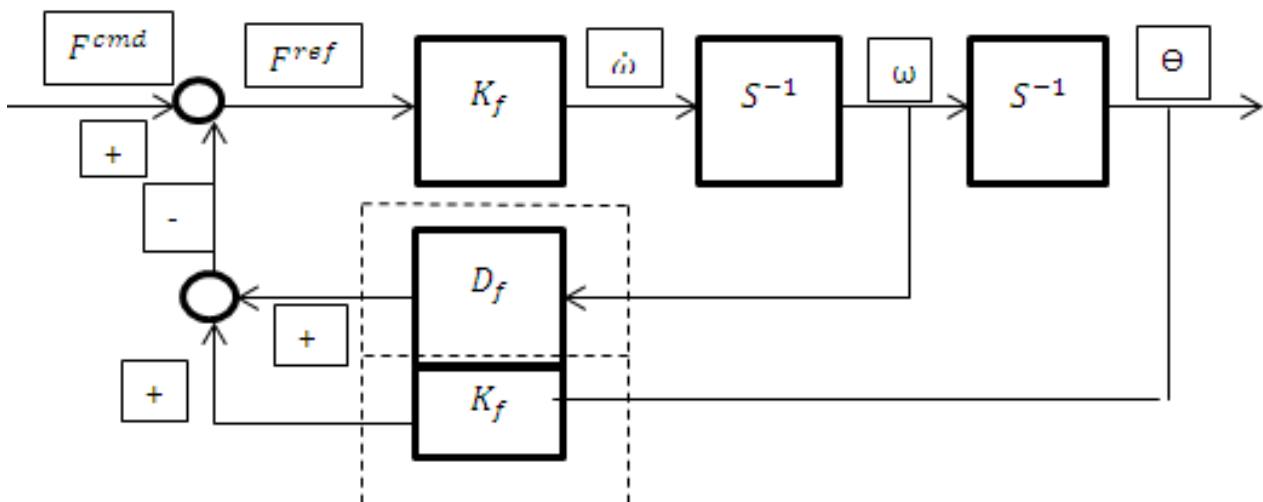


Fig. 9. MTA's impedance control

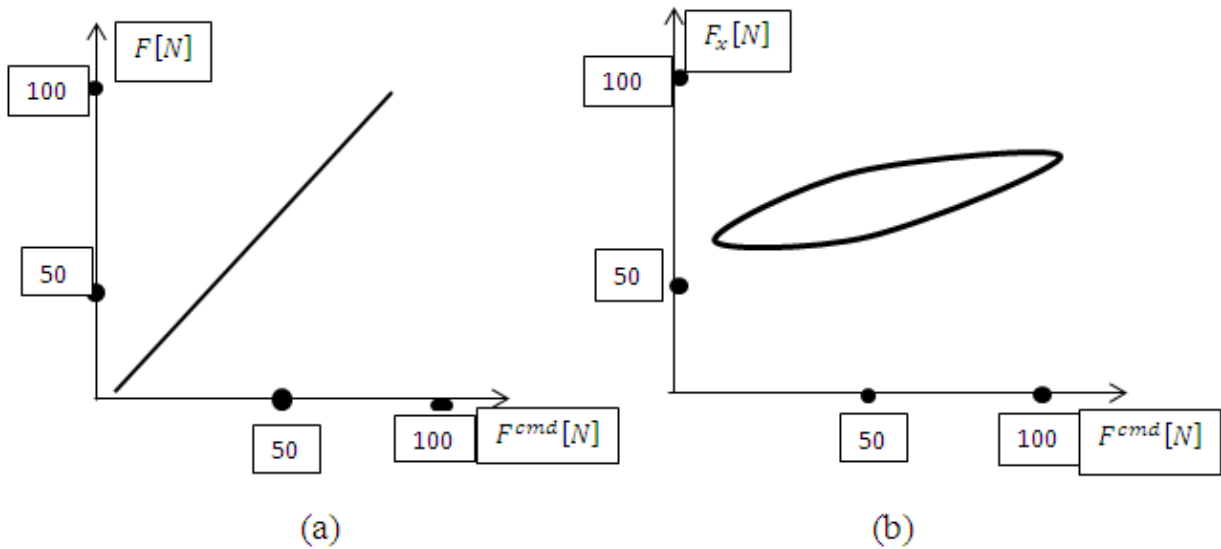


Fig. 10. Static characteristics of MTS's force response control

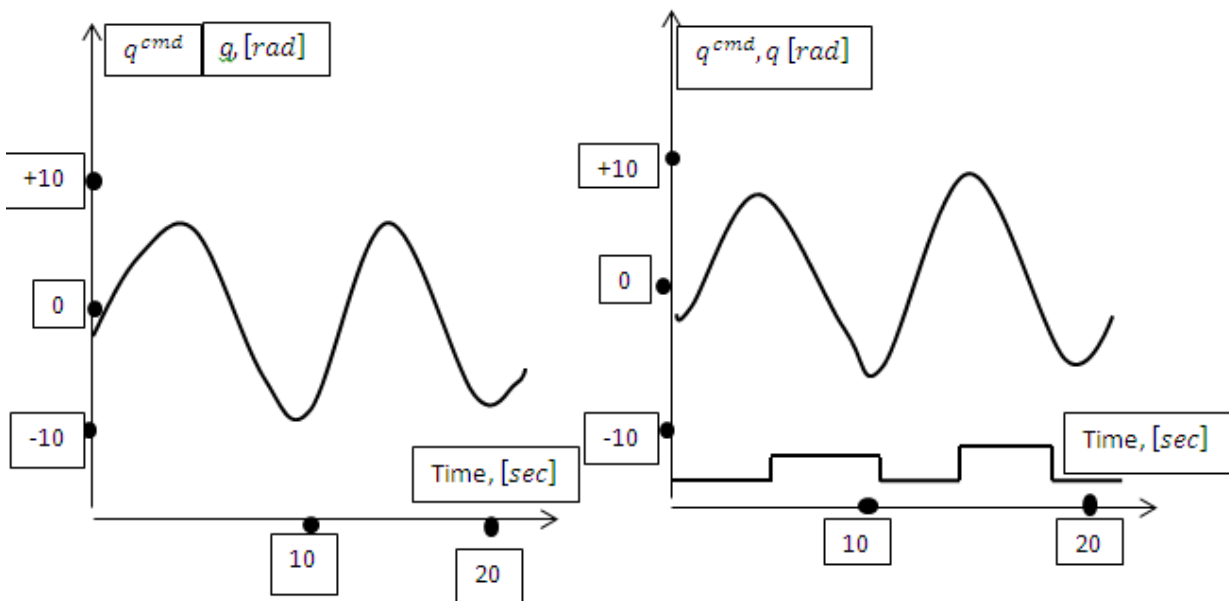


Fig. 11. Precise MTA's positioning control

CONCLUSIONS

1. The paper intends to give a tutorial of MTA's motion control technology in mechatronics. The stiffness of the MTA's motion, which correspond with the forward gain of the MTA's position, is defined to be a good index of robustness. Position control and force control of MTA are discussed in relation to the robustness and the stiffness.

2. The estimated disturbance includes reaction force from the environment. The information is used for estimation of MTA's mechanical parameters. By direct use of reaction force, an ant vibration control called a

resonance ration control for flexible structure may be realized.

3. The further development, particularly in the connection of reference generator and MTA's controller of motion, will be expected.

REFERENCES

1. **A. De Carli, Ed. 1992.** In Preprints, IFAC Workshop on Motion Control, In tell. Automat., Perugia, Oct. – 12.
2. **F. Pfeiffer 1995.** G. Brandenburg, Ed., in Proc. 3rd IFAC Workshop on Motion Control, Munich, Oct. – 15.

- 3. H. Kazerooni 1994.** Y. Hori, Eds., in Proc. 3rd Int. Workshop on advanced Motion Control, Berkeley, Mar. – 19.
- 4. I. Luh, M. 1980.** Walker, and R. Paul. Resolved-acceleration control. – Vol. 28. – N 3. – 468–474.
- 5. K. Ohishi 1993.** et al., Eds., I Robot Sor. Jpn., Special Issue on advanced motion control. – Vol. 11 – No.4.
- 6. K. Ohnishi 1990.** Ed., in Proc. Int. Workshop on advanced Motion Control, Yokohama, Apr. – 10.
- 7. O. Khatib. 1987.** A unified approach for motion and force control of robotic manipulators // IEEE. Robot., Automat. – Vol. RA – 3 – no. 1. – 43–53.
- 8. S. Okuma, Ed. 1992.** In Proc. 2nd Int. Workshop on Advanced Motion Control, Nagoya, Mar. – 12.
- 9. Yaskawa 2015.** Electronic Co., Registered Trade Mark no. 46 – 32713.
- 10. Spong M. 1987.** Modeling and control of elastic joint robots / M. Spong // I. Dynamic Syst., Measurement, Control. – V. 109, No. 4. – 310–319.
- 11. Ferretti G. 2004.** Impedance control for elastic joint in industrial manipulators / G. Ferretti, G. Magnani, P. Rocco // IEEE Trans. Robot. Automat. – V. 20, No. 3. – 488–498.
- 12. Ott C. 2008.** On the passivity – based impedance control of flexible joint robots / C. Ott, A. Albu – Schaeffer, A. Kugi, G. Hirzinger//IEEE Trans. Robot. – V. 24, No. 2. – 416–429.
- 13. Thummel M. 2005.** Vibration control of elastic joint robots by inverse dynamics models / M. Thummel, M. Otter, I. Bals // Solid Mechan. Appl. – No. 130. – 343–354.
- 14. Zollo L. 2005.** Compliance control for an anthropomorphic robot with elastic joints: Theory and experiments / L. Zollo, B. Siciliano, A.D. Suca, E. Guglielmelli et al. // I. Llynam. Syst., Measurement, Control. – V. 127, No 3. – 321–328.
- 15. Dhaouadi R. 2003.** A new Dynamic model of hysteresis in Harmonic Drivers / R. Dhaouadi, F.H. Ghorbel, P.S. Gandhi // IEEE Trans. Industrial Electron. – V. 50, No. 6. – 1165–1171.
- 16. Taghirad H. 1997.** A nonlinear model for harmonic drive friction and compliance / H. Taghirad, P. Delinger//Proc. IEEE Tut. conf. Robot. Automat. (ICRA 97). – 248–253.
- 17. Tjalijowidodo T. 2005.** Modeling and identification of nonlinear torsional stiffness in Harmonic Drive / T. Tjabjowidodo, F. Al – Bender. H.V. Brussel // Proc. 5 Eur. nonlinear Dynam. Conf. – 1809–1816.
- 18. Chovniuk Yu., 2011.** Utochnena dynamichna model rukhu vizka z vantazhem na hnuchkomu pidvisi . Iu. Chovniuk // MOTROL. – V. 13B. – 130–137.
- 19. Worden K. 2007.** Identification of pre-sliding and sliding friction dynamics: Grey box and black – box models / K. Worden, C.X. Wong, U. Parltz, A. Hornstein, et al // Mechan. Syst. Signal Proc. – V. 21. – №1. – 514–534.
- 20. Rizos D. 2009.** Friction identification based upon the Sugre and Maxwell Slip models / D. Rizos, S.Fassois // IEEE Trans. Control syst. technology. – V. 17. – No. 1. – 153–160.
- 21. Ruderman M. 2009.** Robust identification of nonlinear frictional dynamics for advanced controller design / M. Ruderman, F. Hoffmann, I.Kretter, I.Brang, et al. // Proc. IFAC 15 Sympos. Syst. Identificat. (SYSID2009). – Saint – Malo, France. – 474–479.
- 22. Loveikin V.S., 2014.** Analiz dynamicheskikh nakhuzok v kanatakh pod'emnykh kranov metodom vremennykh splainov / V.S. Loveikyn, Yu.V. Chovniuk, P. Lymar // MOTROL. – 2014. – Vol. 16. – No 3. – 12–18.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПУСКА МОСТОВОГО КРАНА ПО КРИТЕРИЮ СРЕДНЕКВАДРАТИЧЕСКОГО ЗНАЧЕНИЯ ДВИЖУЩЕГО УСИЛИЯ

Вячеслав Ловейкин, Виктор Крушельницкий

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: bass.kp24@gmail.com*

Vyacheslav Loveykin, Viktor Krushelnytskyi

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: bass.kp24@gmail.com*

Аннотация. В работе решена задача оптимизации переходного процесса пуска механизма перемещения мостовой балки крана по критерию среднеквадратического значения движущего усилия, которое сводится к минимуму. Для синтеза оптимального закона движения переходного режима пуска крана использована трехмассовая динамическая модель крана, на основе которой получена система дифференциальных уравнений движения крана. С данной системы выведен критерий среднеквадратического значения движущего усилия механизма перемещения крана, минимизация которого дала возможность получить дифференциальное уравнение для определения оптимального режима движения крана. Оптимальный режим движения крана получен результате решения дифференциального уравнения двенадцатого порядка методом колокаций, так как аналитически решить это уравнение не представлялось возможным. Результаты оптимизации проиллюстрированы графиками скоростей и ускорений приведенных масс концевых балок, мостовой балки и груза, а также графиками приводного момента двигателя и движущего усилия. Стоит отметить, что после окончания переходного процесса пуска крана за оптимальным законом колебания груза отсутствует, а во время самого процесса пуска крана отклонение груза не превышает 0,15 м при длине каната 4 м. Синтезированные законы движения можно использовать для разработки системы управления мостовым краном, на базе микроконтролера и частотного преобразователя, которая будет работать в режиме реального времени. Использование такой системы даст возмож-

ность уменьшить динамические нагрузки на металлоконструкции крана, а также износ механизмов. В результате использования такой системы управления повысится надежность и продлится срок эксплуатации крана.

Ключевые слова: динамическая модель, среднеквадратическое значение движущего усилия, мостовой кран динамические нагрузки переходной процесс, сведенная масса.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При работе мостового крана его металлоконструкции подвергаются значительным динамическим нагрузкам [1, 2] (колебания металлоконструкций [3–9]) за счет колебаний груза, перекоса мостовой балки [10] и переходных процессов в электроприводе [11] при режимах пуска и торможения [1, 12]. Это приводит к повышенному расходу электроэнергии, ухудшению управляемости краном, изнашиванию механизмов и несущей конструкции крана. Эти явления приводят к преждевременному выходу из строя крана, в результате чего имеют место простои крана, которые несут за собой материальные затраты. Решить эту проблему можно с помощью разработки системы управления, выполняющей управляющее воздействие [8–11, 13–16] на электропривод. Для создания таких систем управлений необходимо выбрать критерий оптимизации, при котором вышеуказанные явления сводятся к минимуму. Кроме того, необходимо провести синтез оптимальных законов движения [16] и исследовать саму динамику движения мостового

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПУСКА МОСТОВОГО КРАНА ПО КРИТЕРИЮ СРЕДНЕКВАДРАТИЧЕСКОГО ЗНАЧЕНИЯ ДВИЖУЩЕГО УСИЛИЯ

крана по оптимальным законам движения с использованием математического моделирования и численных методов решения уравнений.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Исследованиям динамики движения мостовых кранов, оптимизации и разработке систем управления для реализации оптимальных режимов посвящено достаточно большое количество научных трудов.

Авторы работы [1] исследовали опускание груза в режиме динамического торможения. Исследования показали, что коэффициенты динамичности нагрузок в канатах и металлоконструкции крана зависят от высоты опускания и уменьшаются при ее увеличении. Авторы работы [2] предложили разработать программу для инженерных расчетов перекосных нагрузок, действующих на краны мостового типа. Предложен подход к решению важной части программы, которая связана с моделированием остова мостового крана как статически неопределенной системы в среде MS Excel. Авторы работы [3] разработали математическую и имитационную модели движения в горизонтальной плоскости электропривода перемещения мостового крана, которые учитывают: упругость приводных валов, главной и концевых балок, углы установочного перекоса колес, взаимодействие четырех цилиндрических двухребордными колес с рельсами. В работе [4] проведено исследование металлоконструкции мостового крана. Определены жесткость, собственные частоты и формы колебаний. Авторы работы [5] исследовали колебания пролетной балки мостового крана для различных участков металлоконструкции и при различных положениях тележки. Авторами работы [6] на основе уравнения Лагранжа второго рода построена математическая модель, позволяющая исследовать колебания балки мостового крана с переменной массой и нагрузкой в заданный момент времени. В Донбасской машиностроительной академии [7] предложили использовать волновую цепную передачу в качестве динамического гасителя колебаний металлоконструкций мостовых кранов, которая позволя-

ет снизить коэффициент динамичности на 15–20%.

Следует отметить авторов, которые проводили динамический анализ и предложили управляющее воздействие для снижения нагрузок. Авторы [8] исследовали динамику движения мостового крана по рельсовому пути и предложили систему управления электроприводом, обеспечивающую движение крана с минимальными динамическими нагрузками без контактов и столкновений реборд ходовых колес с рельсами подкранового пути. В работе [9] предложена модель электропривода механизма подъема с учетом прогиба мостовой балки, упругости каната, влияния наложения и снятия тормозов, динамики выбора слабины каната от нулевого натяжения до отрыва груза от опоры и изменения коэффициента жесткости каната в процессе перемещения груза. Для линейного варианта схемы (без учета указанных нелинейных параметров) синтезирован модальный регулятор, который подавляет упругие колебания. Авторами [10] спроектировано систему ограничения перекоса мостового крана на основе сравнения абсолютных перемещений опор моста крана, которая проверялась с помощью математической модели. В работе [11] исследовали оптимальное управление электроприводом механизма перемещения крана с подвешенным грузом и предложили рекомендации по осуществлению переключений управляющего воздействия с целью ограничения динамических нагрузок в элементах кинематики. Авторами работы [12] проанализирован разгон мостового крана. В качестве основного параметра использовался закон изменения момента электродвигателя по его механическим характеристикам. В работе [13] предложено рекуперативное торможение на кранах, которое позволяет накладывать тормоза на полностью остановленный электродвигатель, что практически исключает наличие динамических нагрузок на металлоконструкцию и механизмы крана. Авторами работы [14] исследовали расход энергии в частотно-регулируемом приводе механизма передвижения тележки мостового крана. Определены закономерности изменения соотношения затрат энергии за рабочий цикл механизма передвижения в зависимости от продолжи-

тельности пуска/тормозных режимов и этапа равномерного хода при различных способах торможения. В работе [15] предложили рациональное управление движением грузовой тележки мостового крана и определили, что рациональная продолжительность остановки тележки равна $3/4$ периода собственных колебаний груза и зависит только от длины каната. Предложена структура мехатронной системы привода перемещения тележки, которая сокращает продолжительность цикла и обеспечивает более точное позиционирование. В работе [16] предложено три закона управления мостовым краном, обеспечивающих гашение колебаний груза и синтезировали трех контурную систему регулировки положения крана, которая компенсирует влияние колебаний груза на процесс позиционирования. Авторы работы [17] решили вариационную задачу и определили оптимальный режим движения совместной работы двух механизмов грузоподъемной машины. Движение механизмов описали системой дифференциальных уравнений второго порядка. В работе [18] применен метод уменьшения колебаний груза на гибком подвесе при работе механизма поворота стрелового крана во время переходных процессов путем оптимизации режимов пуска и торможения приводного механизма по динамическому критерию, представляющий собой среднее значение динамической составляющей мощности привода за время движения. Авторы работы [19] решили задачу определения оптимального режима движения механизма грузоподъемной машины по критерию среднеквадратического значения динамической мощности привода механизма. В работе [20] решена оптимизационная задача для режима разгона одномассовой динамической системы с помощью методов вариационного исчисления. Для учета ограничений, наложенных на режим движения системы, использован метод множителей Лагранжа. В работе [21] оптимизировали режим изменения вылета груза, башенного крана который реализует работу механизма с минимальным отклонением гибкого подвеса груза от вертикали. Для решения задач оптимизации, использовано динамическую и математическую модели механизма изменения вылета груза башенного крана.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является оптимизация переходного процесса пуска мостового крана по критерию среднеквадратического значения движущего усилия, при котором интегральный функционал движущего усилия будет минимальным и исследовать динамику самого переходного процесса пуска за оптимальными законами движения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для оптимизации переходного процесса пуска мостового крана и исследования динамики крана по оптимальным законам движения используем трехмассовую динамическую модель [22].

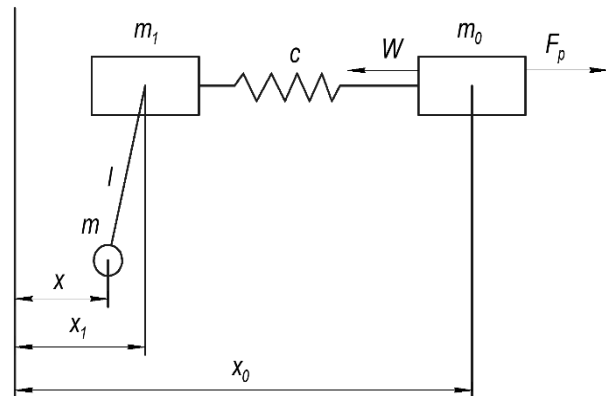


Рис. 1. Трехмассовая динамическая модель мостового крана

Fig. 1. Three-mass dynamic model of bridge crane

На рис. 1 изображены сведенные массы m , m_0 , m_1 соответственно груза на гибком подвесе, привода и концевых балок а также крановой тележки. Масса привода и концевых балок соединена с приведенной массой крановой тележки и балкой крана упругим элементом с жесткостью c . К массе привода и концевых балок приложено движущее усилие F_p и сила сопротивления перемещения балки крана W . В этой модели x , x_0 , x_1 обобщенные координаты масс груза, привода и концевых балок, крановой тележки и балки соответственно, а l – длина гибкого подвеса груза. Динамическая модель (рис. 1) описывается следующей системой дифференциальных уравнений движения (точка

**ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПУСКА МОСТОВОГО КРАНА ПО КРИТЕРИЮ
СРЕДНЕКВАДРАТИЧЕСКОГО ЗНАЧЕНИЯ ДВИЖУЩЕГО УСИЛИЯ**

над символом означает дифференцирование по времени):

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 = F_p - W - c(x_0 - x_1), \\ m_1 \ddot{x}_1 = c(x_0 - x_1) - \frac{mg}{l}(x_1 - x), \\ \ddot{x} = \frac{g}{l}(x_1 - x). \end{cases} \quad (1)$$

где: g – ускорение свободного падения.

Используя систему дифференциальных уравнений (1), запишем:

$$x_1 = x + \frac{l}{g} \ddot{x}, \quad (2)$$

$$\dot{x}_1 = \dot{x} + \frac{l}{g} \ddot{x}, \quad (3)$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x} + \frac{l}{g} \overset{IV}{x}. \quad (4)$$

Изменение движущего усилия определяются с математической модели динамики движения крана:

$$F_p = W + \ddot{x}(m_1 + m + m_0) + x(m_1 \frac{l}{g} + m_0 \frac{l}{g} + \frac{(m_1 + m)m_0}{c}) + x \frac{VI}{c} \frac{m_1 \cdot m_0}{c} \cdot \frac{l}{g}. \quad (5)$$

В качестве оптимизационного критерия используем среднеквадратическое значение функции движущего усилия, действующего на мост крана. Оно представляет собой интегральный функционал, который необходимо минимизировать:

$$I_{F_p} = \left\{ \frac{1}{t_1 - t_0} \int_0^{t_1} [F_p^2 dt]^{1/2} \right\} \rightarrow \min, \quad (6)$$

где: t_1 – время разгона системы.

Условием минимума критерия (6) есть уравнение Эйлера Пуассона [23] при $n=6$, из которых получено линейное однородное дифференциальное уравнение двенадцатого порядка:

$$\overset{XII}{x} + A_1 \overset{X}{x} + A_2 \overset{VIII}{x} + A_3 \overset{VI}{x} + A_4 \overset{IV}{x} = 0. \quad (7)$$

Для решения уравнения (8) составим характеристическое уравнение:

$$r^{12} + A_1 \cdot r^{10} + A_2 \cdot r^8 + A_3 \cdot r^6 + A_4 \cdot r^4 = 0. \quad (8)$$

Для дальнейшего решения вынесем r^4 за скобки:

$$r^4 (r^8 + A_1 \cdot r^6 + A_2 \cdot r^4 + A_3 \cdot r^2 + A_4) = 0, \quad (9)$$

$$z = r^2 \Rightarrow z. \quad (10)$$

Выполнив замену (10), получим следующее уравнение:

$$z^2(z^4 + A_1 \cdot z^3 + A_2 \cdot z^2 + A_3 \cdot z + A_4) = 0. \quad (11)$$

Коэффициенты A_1, A_2, A_3, A_4 выражаются через параметры мостового крана:

$$A_1 = \frac{2(g \cdot m_0(m + m_1) + c \cdot l(m_0 + m_1))}{l \cdot m_0 \cdot m_1}, \quad (12)$$

$$A_2 = \frac{2 \cdot c \cdot g \cdot l \cdot m_0 \cdot m_1 (m + m_0 + m_1)}{l^2 \cdot m_0^2 \cdot m_1^2} + \frac{(g \cdot m_0(m + m_1) + c \cdot l(m_0 + m_1))^2}{l^2 \cdot m_0^2 \cdot m_1^2}, \quad (13)$$

$$A_3 = \frac{2 \cdot c \cdot g (m + m_0 + m_1)}{l^2 \cdot m_0^2 \cdot m_1^2} \cdot (g \cdot m_0(m + m_1) + c \cdot l(m_0 + m_1)), \quad (14)$$

$$A_4 = \frac{c^2 \cdot g^2 (m + m_0 + m_1)^2}{l^2 \cdot m_0^2 \cdot m_1^2}. \quad (15)$$

В математической модели (1) выполним преобразования, чтобы определить краевые условия движения привода и концевых балок:

$$m_1 (\ddot{x} + \frac{l}{g} \overset{IV}{x}) = c x_0 - c (x + \frac{l}{g} \ddot{x}) - m \ddot{x}. \quad (16)$$

Из выражения (16) определяет обобщенную координату привода и концевых балок:

$$x_0 = x + (\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g}) \ddot{x} + \frac{m_1 l}{cg} \overset{IV}{x}. \quad (17)$$

Для определения скорости привода и концевых балок продифференцируем зависимость (18) по времени:

$$\dot{x}_0 = \dot{x} + (\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g}) \ddot{x} + \frac{m_1 l}{cg} \overset{V}{x}. \quad (18)$$

Для определения ускорения продифференцируем выражение (19) по времени:

$$\ddot{x}_0 = \ddot{x} + (\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g}) \overset{IV}{x} + \frac{m_1 l}{cg} \overset{VI}{x}. \quad (19)$$

С учетом выражений (2) - (4) и (18) - (19), получим краевые условия, которые будут иметь вид:

$$\begin{cases} t = 0; x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \overset{IV}{x} = 0; \overset{V}{x} = 0, \\ t = t_1; x = \frac{Vt}{2}; \dot{x} = V; \ddot{x} = 0; \overset{IV}{x} = 0; \overset{V}{x} = 0. \end{cases} \quad (20)$$

Аналитически решить это уравнение не удастся, поэтому для приближенного решения используем метод коллокации [24]. В соответствии с этим методом, будем тре-

бовать равенства нулю сложившейся невязки уравнения Эйлера-Пуассона в моменты времени $\frac{t_1 \cdot k}{5}$ ($k = 1, 2, 3, 4$). Это требование математически записывается в виде системы алгебраических уравнений:

$$L(x)|_{t=\frac{t_1 \cdot k}{5}}, k = 1, 2, 3, 4, \quad (21)$$

где L – оператор, которому соответствует дифференциальное уравнение (7).

Используя вышеуказанные краевые условия (21) и равенства сложившейся невязки уравнения Эйлера-Пуассона, решена краевая задача и получены следующие зависимости, характеризующие переходной процесс пуска мостового крана. Они имеют значительный объем и тут не приведены. Для оценки полученного приближенного решения построим графики (рис. 2 – рис. 9):

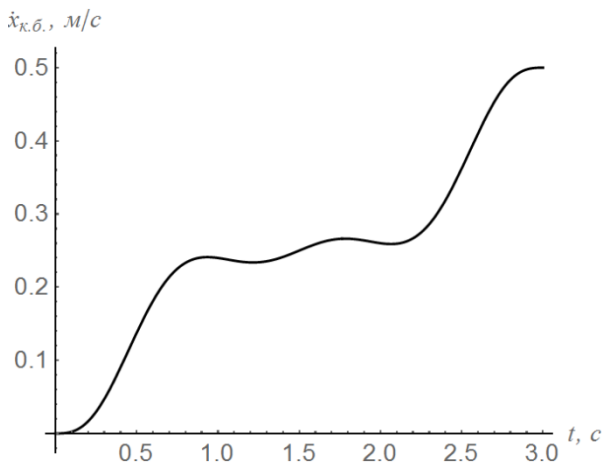


Рис. 2. График изменения скорости концевых балок крана

Fig. 2. Graph changes velocity of end-girders

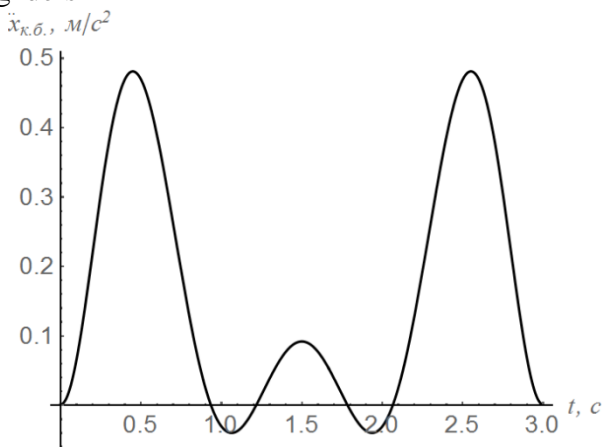


Рис. 3. График изменения ускорения концевых балок крана

Fig. 3. Graph changes acceleration of end-girders

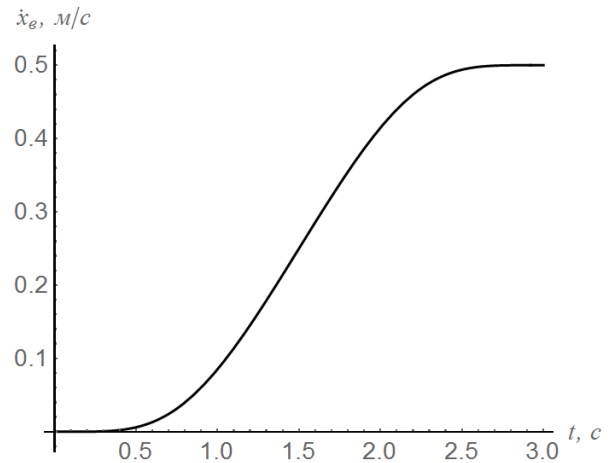


Рис. 4. График изменения скорости подвешенного груза

Fig. 4. Graph changes velocity of the suspended cargo

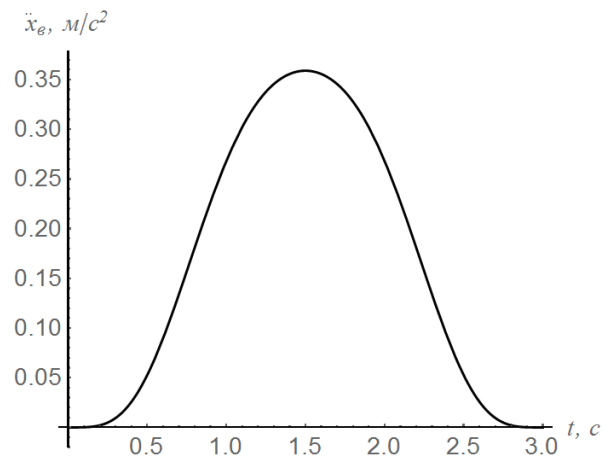


Рис. 5. График изменения ускорения подвешенного груза

Fig. 5. Graph changes acceleration of the suspended cargo

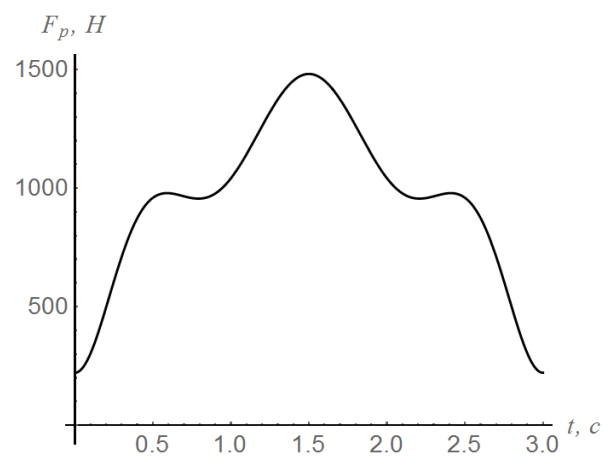


Рис. 6. График изменения движущего усилия крана

Fig. 6. Graph changes the driving force of the crane

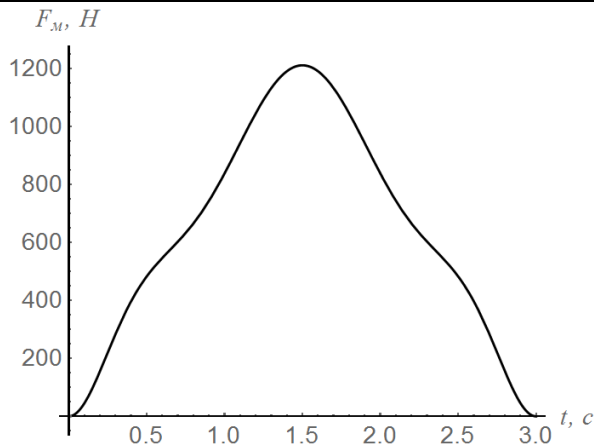


Рис. 7. График изменения упругого усилия в мостовой балке крана

Fig. 7. Graph changes of elastic force in bridge girder crane

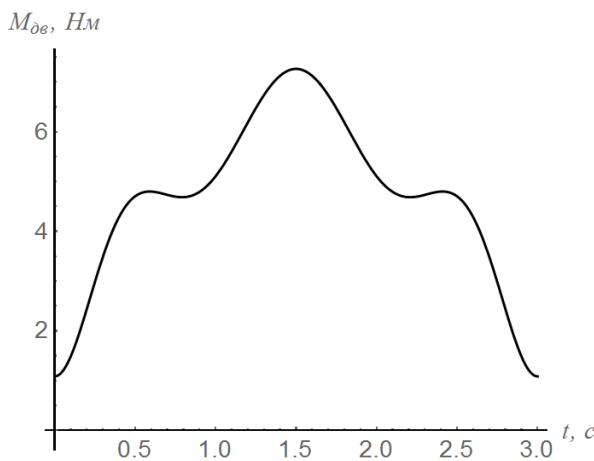


Рис. 8. График изменения момента приводного двигателя механизма перемещения моста крана

Fig. 8. Graph changes output torque the drive motor of mechanism moving the bridge crane

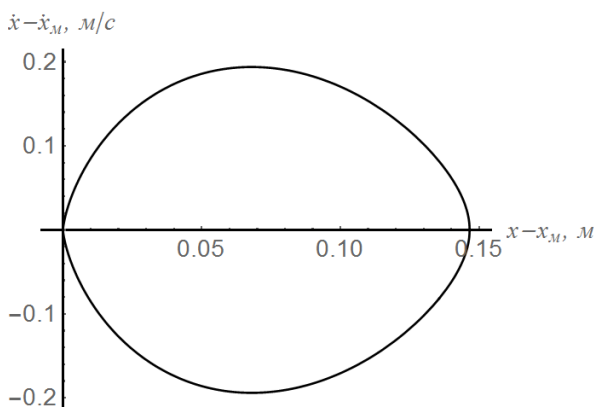


Рис. 9. Фазовый портрет колебаний груза относительно мостовой балки крана

Fig. 9. Phase portrait of fluctuations cargo relative bridge beam of the crane

1. В результате решения оптимизационной задачи по критерию среднеквадратического значения движущего усилия получены графические зависимости скоростей приведенных масс, фазовый портрет колебаний груза относительно мостовой балки, откуда видно, что груз отклоняется от горизонтали на 0,15 м при длине каната 4 м.

2. Стоит отметить что после достижения номинальной скорости крана колебания груза отсутствуют. Из графика упругого усилия, действующего на мостовую балку крана (рис. 7) видно, что пиковое значение усилия равно близко 1200Н.

3. Также получены графики движущего усилия и крутящего момента трехфазного электродвигателя с замкнутым ротором, которые плавно изменяются во времени.

4. Результаты данного исследования могут быть использовано для разработки системы управления краном с помощью частотного преобразователя и микроконтроллера для управления электроприводом механизма передвижения мостовой балки крана.

5. Использование такой системы даст возможность уменьшить динамические нагрузки на металлоконструкции крана, а также износ механизмов. В результате использования такой системы управления повысится надежность и продлится срок эксплуатации крана.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Hlushchenko V. M. 2015.** Doslidzhennia dynamichnykh navantazhen pry opuskanni vantazhiv kranamy mostovoho typu / V. M. Hlushchenko, O. B. Niezhentsev // Tezy dopovidei zahalno universytetskoj naukovotekhnichnoi konferentsii molodykh vchenykh ta studentiv, prysviachenoj dnu Nauky, Sektsiia "Mashyno-buduvannia". – 32.
2. **Grigorov O. V. 2014.** Inzhenernye i informacionnye aspekty reshenija zadachi o peredvizhenii kranov mostovogo tipa v srede MS EHCCEL / O. V. Grigorov, O. V. Stepochkina. // Visnik NTU "HPI". – №7. – 6–12.
3. **Orlovskij I. A. 2007.** Utochnennye matematiceskaja i imitacionnaja modeli

- jelektroprivoda peremeshhenija mostovogo krana / I. A. Orlovskij. // Elektrotehnika ta elektroenergetika - naukovij zhurnal. – №2. – 39–51.
- 4. Sladkovskij A. 2010.** Dinamika mostovogo krana. Chast' 1. Opredelenie karakteristik mostovogo krana / A. Sladkovskij, T. Hanishevskij, T. Matyja. // Visnik - shidnoukraïns'kogo universitetu imeni Volodimera Dalja. – №10. – 200–206.
- 5. Sagirov Ju. G. 2008.** Kolebanija proletnyh balok mostovogo krana / Ju. G. Sagirov, V. V. Suglobov // Zahist metalurgijnih mashin vid polomok: zb. nauk. pr. / PDTU. – Mariupol', – Vip. 10. – 151–158.
- 6. Lopatina, A. A. 2013.** Matematicheskoe modelirovanie kolebanij balki mostovogo krana // Molodezh' i nauka: sbornik materialov IH Vserossijskoj nauchno-tehnicheskoy konferencii studentov, aspirantov i molodyh uchenykh s mezhdunarodnym uchastiem, posvjashhennoj 385-letiju so dnja osnovanija g. Krasnojarska [Elektromnij resurs]. – Krasnojarsk: Sibirskij federal'nyj un-t. – Rezhim dostupu: <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2013/section059.html> - Nazva z ekranu.
- 7. Dorohov N. Ju. 2009.** Perspektivy snizhenija dinamicheskikh nagruzok na metalokonstrukcii mostovykh kranov s primeneniem volnovykh cepnyh peredach. – Izvestija Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tehnicheskie nauki. – Vyp. 2. – 14–20.
- 8. Telichko L. Ja. 2010.** Sistema upravlenija jelektroprivodami, obespechivajushhaja besperekosnoe peredvizhenie mostovykh kranov / L. Ja. Telichko, A. A. Dorofeev // Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. – №3. – 113–116.
- 9. Osichev, A.V. 2008.** Podavlenie uprugih kolebanij v jelektroprivode podjema mostovogo krana s uchetom progiba mosta i deformacii gruzovykh kanatov / Osichev A.V., Koroleva O.V. // Sbornik nauchnyh trudov "Vestnik NTU "HPI": Problemi avtomatizovanogo jelektroprivodu. Teorija i praktika. №30. – Vestnik NTU "HPI". – 190–194.
- 10. Shhedrinov A. V. 2011.** Sistema ogranichenija perekosa mostovogo krana na osnove sravnenija absoljutnyh peremeshhenij opor / A. V. Shhedrinov, A. A. Kovryzhkin. // Jelektrotehnicheskie komplekсы i sistemy upravlenija. – №2. – 76–80.
- 11. Gerasimjak R. P. 2006.** Dinamicheskie nagruzki pri optimal'nom upravlenii jelektroprivodom mehanizma peremeshhenija s podveshennym gruzom / R. P. Gerasimjak, E. V. Najdenko, A. L. Togobickij, V. A. Leshhiov // Elektromashinobud. ta elektroobladn. – Vip. 66. – 144–146.
- 12. Komerzan E. V. 2008.** Modelirovanie i analiz processa razgona mostovogo krana / E. V. Komerzan, O. M. Kirasirov. // Vestnik RGRTU. – №4 (vypusk 26).
- 13. Enerhozberezhennia 2010.** shliakhom zastosuvannia ratsionalnogo keruvannia asynkhronnykh jelektroprivodiv VPM / O. V. Hryhorov [ta in.] // Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI" : zb. nauk. pr. Temat. vyp. : Tekhnolohii v mashy-nobuduvanni. – Kharkiv : NTU "KhPI". – № 49. – 61–64.
- 14. Hryhorov O. V. 2014.** Pidvyshchennia enerho-fektyvnosti kraniv shliakhom zastosuvannia chastotno-rehulovanoho pryvodu / O. V. Hryhorov, V. V. Stryzhak, D. M. Ziubanova // Zbirnyk naukovykh prats Ukrainskoi derzhavnoi akademii zaliznychnoho transpor-tu. – Vyp. 148(1). – 33–37.
- 15. Hicenko N. V. 2013.** Optimizacija perehodnykh rezhimov dvizhenija gruzovoj tezhki proletnogo krana / N. V. Hicenko, A. I. Hicenko, S. R. Bezhin // Naukovi praci Donec'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Serija: Girnicho-elektromechanichna. – Vip. 2. – 280–286.
- 16. Tolochko O. I. 2010.** Sravnitel'nyj analiz metodov gashenija kolebanij gruza, podveshennogo k mehanizmu postupatel'nogo dvizhenija mostovogo krana / O. I. Tolochko, D. V. Bazhutin // Elektromashinobuduvannja ta elektroobladnannja. – № 75. – 22–28.
- 17. Lovejkin V. 2014.** Optimizacija rezhima izmenenija vyleta bashennogo krana s sharnirno-solnechnoj strelovoj sistemoj po jenergeticheskomu kriteriju / V. Lovejkin, A. Shevchuk. // Motrol. Vol. 16. – №3. – 33–40.
- 18. Loveikyn V.S. 2013.** Optymyzatsiya dynamyčeskoho rezhyma povorota strelovoho krana / V.S. Loveikyn, V.A. Melnychenko // Motrol. Vol 15. – №3. – 70–75.
- 19. Lovejkin V.S. 2013.** Optimizatsiya uravneniya dvizheniya mekhanizmov gruzopod"yemnykh mashin s jelektroprivodom post-

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА ПУСКА МОСТОВОГО КРАНА ПО КРИТЕРИЮ СРЕДНЕКВАДРАТИЧЕСКОГО ЗНАЧЕНИЯ ДВИЖУЩЕГО УСИЛИЯ

oyannogo toka / V.S. Loveykin, Yu.A. Romasevich // Motrol. Vol 15. – №3. – 65–69.

20. Loveykin V.S. 2012. Optimizatsiya rezhima razgona odnomassovoy dinamicheskoy sistemy s integralnymi ogranicheniyami / V.S. Loveykin, Yu.A. Romasevich // Motrol. Vol 14. – №3. – 158–163.

21. Romasevich Yu.A. 2011. Optimization behavior of variation boom of hoisting crane for singular kinematical criterions / Yu.A. Romasevich, G.V. Shumilov // Motrol. Vol 13b. – 167–173.

22. Haidamaka V.F. 1989. Hruzorodъemnye mashyny: Uchebnyk. – K.: Vyshcha shk. Holov-noe yzd-vo. / V.F.Haidamaka – 233.

23. Chernenko, V.D. 2003. Vysshaja matematika v primerah i zadachah: v 3 t. T. 2 / V.D. Chernenko. – SPb. : Politehnika. – 476.

24. Claf L.Ja. 1970. Variacionnoe ischislenie i integral'nye uravnenija. – M.: Nauka. – 92–94.

that after the end of transition process launch the crane behind the optimum law of fluctuation of freight is absent, and during the process of launch of the crane the deviation of freight does not exceed 0,15m with a length of rope of 4 m. The synthesized laws of the movement can be used for development of the system control the bridge crane, based on the microcontroller and the frequency converter, which will work in real time. Use of such system will give the chance to reduce dynamic loads of a crane metalwork, and wear of mechanisms. As a result of use of such control system reliability will increase and will last lines of operation of the crane.

Key words: dynamic model, mean square value of driving effort, the bridge crane dynamic loadings transitional process, the reduced weight.

OPTIMIZATION OF START MODE BRIDGE CRANE ON CRITERION MEAN SQUARE VALUE OF DRIVING FORCE

Summary. In work, the resolved problem of optimization the transient process start the mechanism movement of a bridge beam the crane on the criterion of mean square value driving effort that is minimized is solved. For synthesis of the optimum law of the movement, the transitional mode launch the crane used the three-mass dynamic model of the crane, on the basis which received the system of the differential equations of the movement of the crane. From this system received the criterion of mean square value of driving effort of the mechanism movement the crane, minimization of which has given the chance to receive the differential equation for definition of the optimum mode the movement by the crane. The optimum mode of the movement the crane is received result of the solution the differential equation the twelfth order by method of collocations, which was impossible analytically to solve this equation. Results of optimization illustrated with schedules of speeds and accelerations of the specified mass of trailer beams, a bridge beam and freight, and schedules of the driving moment of the engine and driving effort. It should be noted

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕНИЯ КАТКА С РИФАМИ В ПРОДОЛЬНО-ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С СТЕБЛЯМИ КОНОПЛИ

¹Виктор Шейченко, ²Игор Маринченко

¹Национальный научный центр
«Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»
Ул. Вокзальная, 11, пгт. Глеваха-1, Васильковский район, Киевская область, Украина.
E-mail: vsheychenko@mail.ru

²Опытная станция лубяных культур ИСХ Северного Востока НААН
Ул. Терещенкив, г. Глухив, Сумская область, Украина. E-mail: vsheychenko@mail.ru

¹Victor Shevchenko, ²Igor Marynchenko

¹National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture"
Str. Vokzalna, 11, Glevaha 1, Vasylykiv district, Kyiv region, Ukraine.
E-mail: vsheychenko@mail.ru

²Bast Crops Research Station ISG Northeast NAAS
Str. Tereshchenko, Glukhiv, Sumy region, Ukraine. E-mail: vsheychenko@mail.ru

Аннотация. В статье рассмотрено движение в продольно-вертикальной плоскости катка с рифами по шару стеблей при приготовлении тресты конопли и определены значение угла между направлением вектора скорости конца рифа и вертикалью, а также времени перемещения катка по стеблю конопли в зависимости от угловой скорости его вращения.

Целью работы является получение аналитических зависимостей, которые определяют значение угла между направлением вектора скорости конца рифа и вертикалью, а также времени перемещения катка по стеблю конопли в зависимости от угловой скорости его вращения.

Отмечено, что значение этого угла тем меньше, чем ближе конец рифа перемещается вниз к горизонтали, а при достижении этого положения значение угла становится равным нулю.

Полученные аналитические зависимости могут быть использованными при создании агрегатов для приготовления тресты конопли в осенне-весенний период.

Ключевые слова: каток, каток с рифами, стебель конопли, технологии приготовления треста конопли.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Перспективным выглядит применения в технологиях приготовления тресты конопли агрегатов с безприводными ротационными рабочими органами. Такие орудия не требуют сложной и ненадежной системы привода от ВОМ трактора [1м5]. В отличие от рабочих органов разрыхлительно типа (лап), они способны самоочищаться от налипших частиц почвы и растительных остатков. К преимуществам бесприводных ротационных рабочих органов относят:

- способность работать на высоких скоростях (9-15 км/ч и более), что позволяет более полно использовать энергетические возможности современных скоростных энергонасыщенных тракторов,
- относительно высокая износостойкость,
- сравнительно низкая энергоемкость,
- не требуют тщательного ухода и ремонта,
- простота конструкции [7].

Бесприводные ротационные рабочие органы движутся за счет реакции стеблей, вращаясь в направлении поступательного движения орудия. Окружная скорость периметра (концов рифов) равна поступательной скорости орудия или незначительно отличается от нее в сторону

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕНИЯ КАТКА С РИФАМИ В ПРОДОЛЬНО-ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С СТЕБЛЯМИ КОНОПЛИ

ускорения или замедления. Среди функций, которые наиболее привлекательны с точки зрения использования в технологиях приготовления тресты, отметим измельчение, уплотнение (прикатывание) и выравнивание.

Основной задачей прикатывание является уплотнение слоя стеблей конопля с целью интенсификации биологических процессов и создания оптимальных условий для получения тресты. При таких условиях уплотненный слой стеблей будет прижат к поверхности почвы, что будет способствовать лучшему контакту с почвой и обеспечению их влагой. Кроме того, уплотненный слой стеблей предохраняет почву от испарения влаги. Уплотненные стебли конопля лучше подбираются пресс-подборщики,

Катки с рифами предназначены для разрушения однородной структуры стебля конопля благодаря контакту с ним цилиндрической поверхностью катка, а также точечного вдавливания рифа в стебель с целью уменьшения усилий на его излом во время выполнения технологической операции подбора пресс-подборщиком.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В литературе приводится достаточно данных по определению зависимостей, которые описывают взаимодействие катка с почвой [6, 8], показано, что для объектов данного типа наиболее приемлемые методы математического моделирования. Однако исследованные модели [9–11] не учитывают всех значимых факторов которые влияют на процесс взаимодействия катка с растительным материалом.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является получение аналитических зависимостей, которые определяют значение угла между направлением вектора скорости конца рифа и вертикалью, а также времени перемещения катка по стеблю конопля в зависимости от угловой скорости его вращения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Различают катки гладкие и такие, у которых по цилиндрической поверхности перпендикулярно направлению движению закреплены рифы (рис. 1).

Гладкие катки контактируют со стеблями всей цилиндрической поверхностью.

У катков с рифами возможно несколько вариантов взаимодействия со стеблями: только рифы, или чередование воздействия рифа и цилиндрической поверхности катка.

В зависимости от назначения катки могут содержать рифы одинакового профиля, или комбинацию различных по конфигурации профилей.

Характер взаимодействия катка со стеблями зависит как от характеристики валка (толщина, количество и характеристика стеблей в валке, физико-механические свойства, засоренность), так и от параметров катка (высота рифа, профиль рифа, вес катка).

Преимущественно риф закрепляется к поверхности катка таким образом, что образует с направлением движения катка угол 90° .

Во время движения агрегата каждый каток с рифами вращается вокруг своей оси. Это движение осей происходит на одинаковой высоте от поверхности почвы, на которой расположен растительный материал. Схема движения катка с рифами приведена на рисунке.

Пусть каток с центром O , перемещается в составе агрегата таким образом, что скорость V_0 центра O направлена по горизонтали, а глубина погружения рифов у растительный материал незначительна (рис. 1).

Взаимодействие стебля с катком, который имеет рифы, рассмотрим при таких возможных вариантах: высота рифов незначительна, а периодичность их размещения по цилиндрической поверхности высокая.

При таких условиях каток фактически перекачивается с рифа на риф, то есть со стеблями контактируют только рифы, цилиндрическая поверхность катка не

контактирует со стеблем, комбинированный вариант (поочередное взаимодействие) со стеблем (стеблями) рифа и цилиндрической поверхности катка.

То есть площадь контакта (очаг контакта) стебля вследствие его взаимодействия с цилиндрической поверхностью катка характеризуется сплошной деформацией стебля, а с рифом – местной (продавливание незначительной части).

На рис. а приведена схема движения по шару стеблей конопля катка с рифами при небольшой глубине их погружения.

Анализ рисунка показывает, что вектор V_k скорости точки K рифа направлен под углом γ к вертикали.

Этот угол влияет на условия деформирования (изменения структуры) стеблей конопля. Определим его.

Прямоугольные треугольники KA_1A_2 и KA_1A_2' подобны, а углы KA_1A_2 и KA_1A_2' равны γ . Из треугольника KA_1A_2 тангенс угла γ равен $\frac{KA_2}{A_2A_1}$, тогда:

$$\gamma = \arctg \frac{KA_2}{A_2A_1} \quad (1)$$

где: KA_2 – расстояние от конца рифа катка до поверхности почвы, на которой расположены стебли, а A_2A_1 – расстояние от точки A_2 до точки A_1 .

Стоит отметить, что при работе катка желательно, чтобы скорость V_k в момент начала контакта рифа и стебля не была отклонена от вертикали.

В противном случае необходимо соблюдать условия наименьшего значения угла γ .

Учитывая, что расстояние $O_1A_1 = r_{kp}$, где r_{kp} – радиус катка с рифами, а угол KO_1A_1 равен α (рис. а), то из треугольника O_1A_1K находим

$$KA_1 = 2r_{kp} \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2)$$

где: α – угол между рифами O_1A_1 и O_1K .

Обозначим через h_1 – расстояние от точки K до точки A_2 , то есть это расстояние от точки K до поверхности почвы. Тогда из треугольника KA_1A_2 найдем:

$$h_1 = \sqrt{(KA_1)^2 - (A_2A_1)^2}. \quad (3)$$

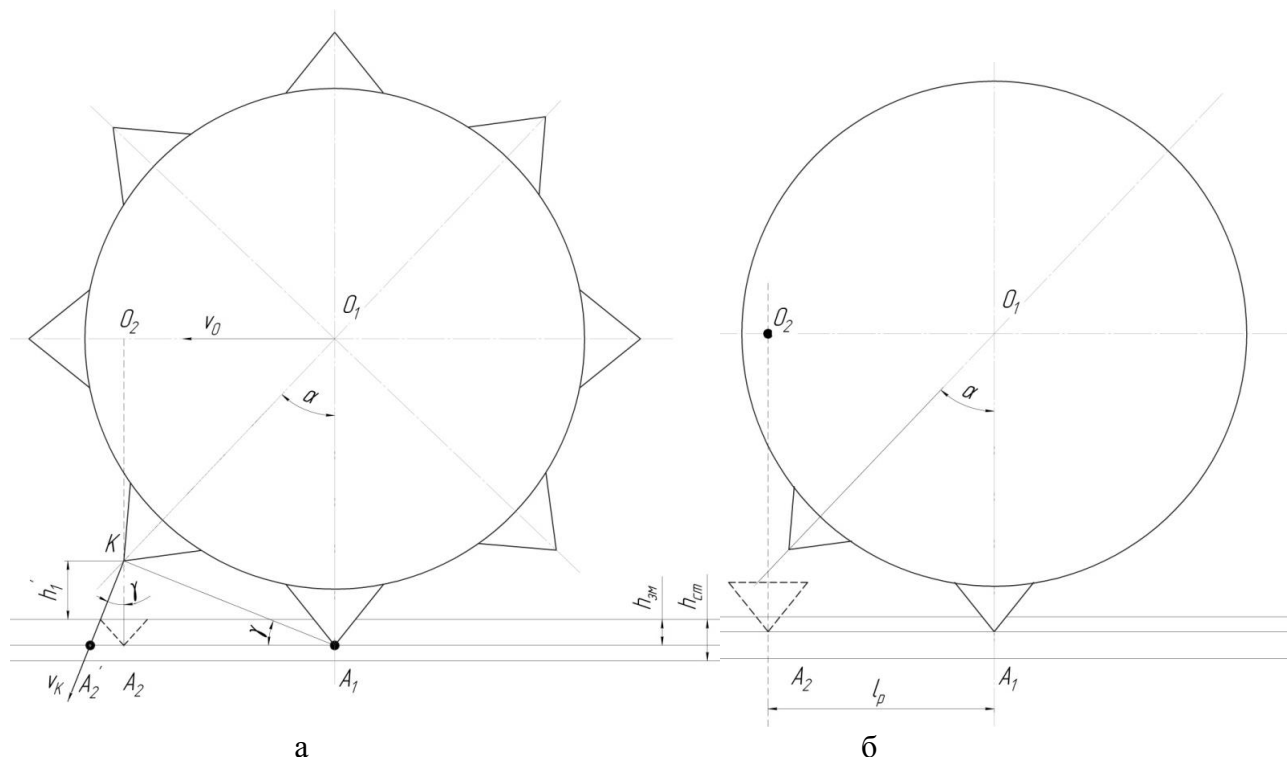


Рис. 1. Схема взаимодействия катка, который имеет рифы, со стеблем конопля
Fig. 1. The scheme of interaction rink, which has reefs, with a stem of hemp

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕНИЯ КАТКА С РИФАМИ
В ПРОДОЛЬНО-ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ
С СТЕБЛЯМИ КОНОПЛИ

Учитывая, что $h_1 = KA_1 \sin \gamma$, а $A_2A_1 = KA_1 \cos \gamma$, то в результате получим

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{h_1}{2r_{kp} \sin \frac{\alpha}{2}} \right)^2}. \quad (4)$$

Анализируя уравнение (4) отметим, что уменьшение высоты h_1 приводит к соответствующему уменьшению угла γ , в случае, когда h_1 равна 0, угол γ также равен 0, а скорость V_k будет направлена по вертикали вниз, то есть деформация стебля будет осуществляться по вертикали.

Такой вариант взаимодействия следует отнести к таким, при котором силы трения рифа со стеблем будут меньше, чем при угле γ больше нуля.

Учитывая, что $h_1 = h_1' + h_{zm}$, где h_1' – расстояние от точки K до стебля, h_{zm} – глубина проникновения рифа в стебло, то выражение (4) примет вид:

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{h_1' + (h_{cm} - h_{cm}')}{2r_{kp} \sin \frac{\alpha}{2}} \right)^2}, \quad (5)$$

где: h_{cm} – начальная, а h_{cm}' – остаточная (после взаимодействия из рифом) толщина стебля.

Важной характеристикой результата взаимодействия рифа со стеблем есть расстояние между точками контакта, то есть точкой A_1 – вершиной рифа и точкой K – вершиной следующего рифа (рис. а). Определим это расстояние l_p (рис. б), которое представляет собой длину части окружности радиусом r_{kp} , ограниченная углом α и равна:

$$l_p = \frac{\pi r_{kp}}{180} \cdot \alpha \quad (6)$$

Если принять, что $r_{kp} = r_k + h_p$, где r_k – радиус катка, h_p – высота рифа, то выражение (6) будет:

$$l_p = \frac{\pi(r_k + h_p)}{180} \cdot \alpha. \quad (7)$$

Приняв точку A_1 мгновенным центром вращения, найдем скорость движения центра катка O_1 как $V_k = \omega_1 r_{kp}$, где ω_1 – угловая скорость вращения катка. Отрезок $O_2O_1 = A_2A_1 = l_p$ и равен $V_k t$, где t – время перемещения катка.

Тогда:

$$t = \frac{\pi \alpha}{180 \omega_1}. \quad (8)$$

ВЫВОДЫ

1. Анализом характера перемещения по грунту катка с рифами установлено, что во время движения любого катка, угол γ между направлением вектора скорости v_k конца рифа и вертикалью тем меньше, чем ближе конец этого рифа перемещается вниз к горизонтали, а при опускании конца рифа на эту горизонталь данный угол γ равен нулю, то есть риф при его опускании на горизонталь располагается вертикально.

2. Установлена формула для определения времени перемещения катка по стеблю конопля в зависимости от угловой скорости его вращения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Beliaev N.M. 1978.** Pochvoobrabatuvaiushchye mashyni s aktyvnymy rabochymy orhanamy // Mekhanyzatsiya y elektryfikatsiya sots.sel.khoz-va. – #2. – 54–57.
2. **Vasylenko P.M. 1998.** Osnovy analitychnykh metodiv zemlerobskoi mekhaniky. – K.: Vydavnytstvo NAU. – 29.
3. **Zaika P.M. 2001.** Teoriia silskohospodarskykh mashyn. T. 1 (chastyna 1). Mashyny ta znariaddia dlia obrobittku gruntu. – Kharkiv. OKO. – 444.
4. **Ivanyshyn V. 2007.** Optimization of machine and tractor aggregates structures in tilling and sowing energy saving technologies / V. Ivanyshyn, V. Pogorilyy, V. Sheychenko, L. Shustik // Proceedings of the 5–th Research and Development Conference of Central– and

Eastern European Institutes of Agricultural Engineering. – Kiev: National Agricultural University of Ukraine, 20–24 June. – Part 2. – 150–160.

5. V.S. Loveikyn, Yu. V. Chovniuk. 2000. Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva : zb. nauk. prats / Nats. ahrar. un – t. – K. : NAU. – T.VIII. – 33–40.

6. Khailys H., Vasyliuk V., Shevchuk V. 2012. Opredelenye napravleniya prokola pochvi yhlamy yholchatoi borony // Zb. nauk. statei „Silskohospodarski mashyny”, Vyp.24, Lutsk. – 150–162.

7. Sheichenko V.O. 2014. Do pytannia oderzhannia lubovoloknystoi syrovyny z tekhnichnykh konopel / V. O. Sheichenko, I. O. Marynchenko // Zb. nauk. statei „Silskohospodarski mashyny”, Vyp. 29–30, m. Lutsk. – 168–174.

8. Koropchenko S.P. 2015. Napravleniya v mekhanyzatsyy uborky promishlennoi konoply / S. P. Koropchenko, I. O. Marynchenko // Ynnovatsyonnie razrabotky dlia proyzvodstva lna : materyali Mezhdunarodnoi nauchno–praktycheskoi konferentsyy FHBNU VNYMML (h. Tver, 14 – 15 maia 2015 hoda) : – Tver. – 190–196.

9. Svyren M.O. 2012. Metodyka vyznachennia momentu oporu rizanniю roslynnykh zalyskiv dlia perevirky efektyvnoi formy rizhuchoho elementu kombinovanoho soshnyka dlia priamoho posivu / Lisovyi I.O., Boiko A.I. // Zbirnyk materialiv KhIII Mizhnarodnoi naukovoï konferentsii "Suchasni problemy zemlerobskoi mekhaniky". – Vinnytsia: VNAU. – 57–58.

10. Khailys H.A. 2010. Do rozrakhunku parametriv pnevmatycheskykh koles silskohospodarskykh mashyn / Nalobyna O.A., Salo Ya.M., Sheichenko V.O. // Naukovyi visnyk Natsionalnogo universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy, # 144, Ch.2, Seriia „Tekhnika i enerhetyka APK”, Kyiv. 63–67.

11. Sheichenko V.O. 2013. Vykorystannia dezintehatora v protsesakh pererobky tresty konopel, otrymanoï pislia zbyrannia nasinnia zernozbyrallym kombainom / Lukianenko P.V. // Mizhvidomchyï tematychnyi naukovyi zbirnyk „Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva”. Vyp. 97/1. – Hlevakha, – 657, 337–346.

12. Linnyk M.K. 2010. Novi sposoby zbyrannia konopel / M.K. Linnyk, V.I. Makaiev, O.A. Prymakov, I.O. Marynchenko // Visnyk ahrarnoi nauky. – Kyiv. – #5 (10). – 48–51.

13. Holoborodko P.A. 2004. Mekhanyzatsiia lnovodstva v Ukrainy [Tekst] / P.A. Holoborodko, R. N. Hyliazetdynov // Yntensyfykatsiia mashynnykh tekhnolohyi proyzvodstva y pererabotky lnoproduktsyy: mat. Mezhd. nauch.–prakt. konf. (h. Tver, 15–16 yulia 2004). – M. : VYM, 2004. – Ch. 1. – 25–30.

14. Khailis H.A. Mekhaniko–tekhnolohichni vlastyvoli silskohospodarskykh materialiv : navchalnyi posibnyk / H. A. Khailis, A. Yu. Horbovyi, Z. O. Hoshko [ta in.]. – Lutsk : Red.–vyd. viddil LDTU, 1998. – 268.

15. Mokher Yu.V. 2004. Aktualni problemy vidrozhennia konopliarstva v Ukraini / Yu.V. Mokher, V.H. Baranyk // Biolohiia, vyroshchuvannia, zberihannia ta pervynna pererobka lonu i konopel: zb. nauk. pr. – Hlukhiv: Instytut lubianykh kultur UAAN. – Vypusk 3. – 177–192.

16. Prymakov O.A. 2009. Pro pryhotuvannia konoplianoi tresty bez zastosuvannia spetsialnykh mashyn / O.A. Prymakov, V.I. Makaiev // Silskohospodarski mashyny: zb. nauk. st. – Vyp. 19. – Lutsk: Red.–vyd. viddil LNTU. – 143–148.

17. Smyrnov H.A. 1990, Teoryia dvyzhenia kolesnykh mashyn. 352.

18. Roslavtsev A.V., Abdula S.L. 1999. Rezultaty yssledovannia dvyzhenia MTA. Traktory y selkhoz mashyny. #10. 14–18.

19. Zolotarevskaia D.Y. 2005. Osobennosti kachenia koles po viazkoupruhoï pochve. Traktory y selkhoz mashyny. #8. 15–19.

20. Antonshchenkov R.V. 2014. K yssledovaniyu nelyneinoï matematycheskoi modely dvyzhenia mnohoelementnykh mobylnykh mashyn / Motrol. – T.16, #7. 77–83.

RESEARCH OF ROLLING ROLLERS WITH REEFS IN LONGITUDINAL-VERTICAL PLANE AT STEMS INTERACTION WITH HEMP

Summary. The paper deals with the movement in the longitudinal vertical plane of the rick with the reefs over the ball stem in the preparation of

ИССЛЕДОВАНИЕ КАЧЕНИЯ КАТКА С РИФАМИ
В ПРОДОЛЬНО-ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ
С СТЕБЛЯМИ КОНОПЛИ

hemp trusts and determined the angle between the direction of the velocity vector and the vertical end of the reef, as well as travel time on the rink stalk of hemp, depending on the angular velocity of its rotation.

The aim is to obtain analytical relationships that determine the value of the angle between the direction of the velocity vector and the vertical end of the reef, as well as travel time on the rink stalk of hemp, depending on the angular velocity of its rotation. It is noted that the value of this angle is smaller, the closer the end of the reef is moved down to the horizontal, and when the position of the angle is equal to zero.

The analytical dependencies can be used to create units for the preparation of hemp trusts in autumn and spring.

Key words: ice rink, reefs, hemp stalk, cooking Trust hemp technology.

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО ПРИВОДА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА ЖАТКИ

*Виктор Шейченко, Виктор Недовесов, Альвиан Кузьмич, Александр Грицака,
Михаил Шевчук*

*Национальный научный центр
«Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»
Ул. Вокзальная, 11, пгт. Глеваха-1, Васильковский район, Киевская область, Украина.
E-mail: vsheychenko@mail.ru*

Viktor Sheychenko, Viktor Nedovesov, Alvian Kuznych, Aleksandr Gricaka, Michael Shevchuk

*National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture"
Str. Vokzalna, 11, Glevaha 1, Vasylkiv district, Kyiv region, Ukraine.
E-mail: vsheychenko@mail.ru*

Аннотация. Предложен новый способ исследования дезаксиального кривошипно-шатунного привода режущего аппарата на основе сравнения скоростей движения жатки и точки пересечения режущих кромок сегмента и противорежущей пластины.

Разработан и изготовлен двопробежный (140 мм) нож, экспериментально проверено целесообразность его применения, теоретически проанализированы закономерности изменения перемещения, скорости и ускорения точки пересечения сегмента и противорежущей пластины, а также перемещения и скорости ножа режущего аппарата.

В результате проведенных исследований разработан новый метод определения частоты вращения вала кривошипно-шатунного привода ножа режущего аппарата жатки при заданной скорости V_M движения комбайна.

Установлена целесообразность применения экспериментального режущего аппарата, который обеспечивает повышение на 37% стабильности высоты срезания стеблей и соответствующее уменьшение на 40% значения силы инерции.

Увеличение хода ножа режущего аппарата от 76,2-88 мм до 140 мм обеспечивает повышение в 1,25-1,50 раза рабочей скорости движения комбайна.

Ключевые слова: жатка, режущий аппарат, нож режущего аппарата, точка пересечения сегмента и противорежущей пластины.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Режущий аппарат жатки работает по принципу ножниц. Этот принцип используют более 100 лет, но достойной замены ему еще не найдено. Теория такого режущего аппарата достаточно разработана [1–6]. Основные элементы его стандартизированные (пальцы, сегменты, ножевая полоса, ход ножа, противорежущая пластины).

Однако физическая сущность скорости срезания стеблей, на наш взгляд, требует уточнения.

Скорость движения ножа рассматривается как скорость резания стеблей.

Эта скорость представляется функцией скорости движения ножа со 100% корреляционной зависимостью (коэффициент корреляции равен единице).

Такой подход требует уточнения, потому что является теоретической основой определения режима работы режущего аппарата, работающего по принципу ножниц.

Исследования базируются на гипотезе упрощенного теоретического обоснования необходимой частоты колебаний ножа режущего аппарата для заданной предельной (наибольшей) скорости движения комбайна.

Базовая идея теоретического обоснования частоты колебаний ножа заключается в том, что скорость движения точки пересечения кромки сегмента и кромки противорежущего элемента должна быть больше или равной скорости движения комбайна.

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО ПРИВОДА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА ЖАТКИ

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В современных условиях не прекращается изобретательская деятельность по вопросам совершенствования режущих аппаратов. Существенно развиты основы научной теории режущих аппаратов, основанные академиком В.П. Горячкиным [1]. Однако, определение режима работы режущих аппаратов жаток и косилок в соответствии со скоростью их рабочего движения, все еще осуществляется благодаря методам подбора (то есть путем проб и ошибок) частоты вращения кривошипа или ведущих элементов других систем привода ножа механизма колебательной шайбы - МКШ, планетарного механизма (Шумахера и др.).

Существенно расширена классификация режущих аппаратов, особенно приводов их ножа. Для аппаратов нормального среза устойчивой тенденцией является увеличения хода ножа от 76,2 мм до 83 мм (Allis-Chalmers), 80 мм (Deutz-Fahr), 88 мм (Дон-1500), 90 мм (Fortschritt) и другие. Это обеспечивает режимы обмолота хлебной массы комбайном на скоростях до 8,0 км/ч. Отметим, что скорости рабочего движения жатки (комбайна) недостаточно для нормальной загрузки высокопроизводительных дробилок современных зерноуборочных комбайнов на обмолоте хлебов с урожаями в пределах 35 - 45 ц/га и выше.

Именно поэтому актуальным является создание режущего аппарата, который обеспечил бы обмолот зерновых на скоростях близких и выше 10 км/ч. Для этого мы использовали двупробежный ход ножа (140 мм) с кривошипно-шатунным приводом, который применяется у режущем аппарате валковой жатки ЖРС-4,9А, а также ранее разработанных ННЦ «ИМЕСХ» прицепных жаток ЖВО-5 и ЖВО-6. Сравнительно длинные шатуны (400 мм) и кривошип (70 мм) обеспечивают нормальные условия работы делителя стеблей жатки комбайна в пределах его ширины. Нами предложено уменьшить длину шатуна до предельно возможного минимума 180-185 мм. Благодаря размещению пятки ножа на шарикоподшипники (рис. 1), достигли существенного уменьшения силы трения.

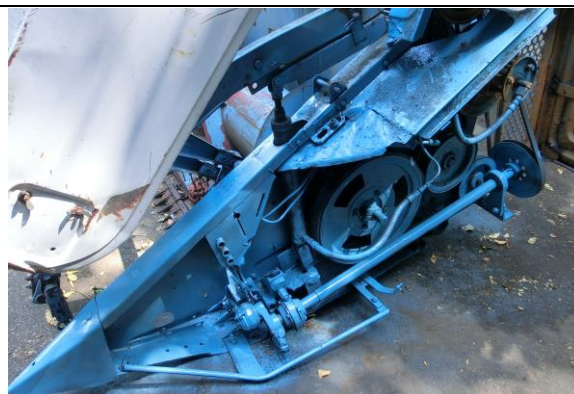


Рис. 1. Режущий аппарат жатки комбайна с возвратно-поступательным приводом ножа

Fig. 1. Cutting combine header with a reciprocating knife drive

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является повышение эффективности работы дезаксиального кривошипно-шатунного привода режущего аппарата жатки благодаря созданию упрощенного теоретического обоснования необходимой частоты колебаний ножа режущего аппарата при заданной предельной (наибольшей) скорости движения комбайна.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

При исследовании двупробежного режущего аппарата и дезаксиального кривошипно-шатунного привода его ножа (рис. 2) предложен новый подход к определению необходимой частоты колебаний ножа.

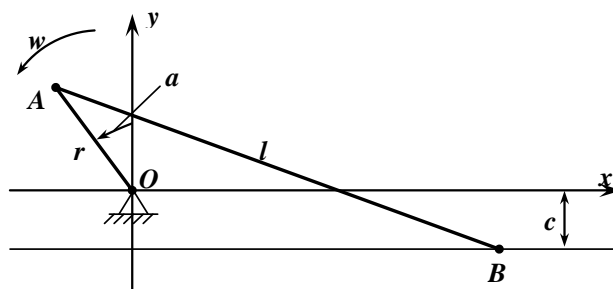


Рис. 2. Схема дезаксиального кривошипно-шатунного привода ножа режущего аппарата жатки

Fig. 2. Offset crank knife drive scheme of header cutterbar

Этот способ основан на анализе отношения заданной максимальной скорости движения жатки и скорости (по направлению

хода жатки) точки пересечения режущей кромки сегмента и противорежущей пластины (вкладыша) (рис. 3).

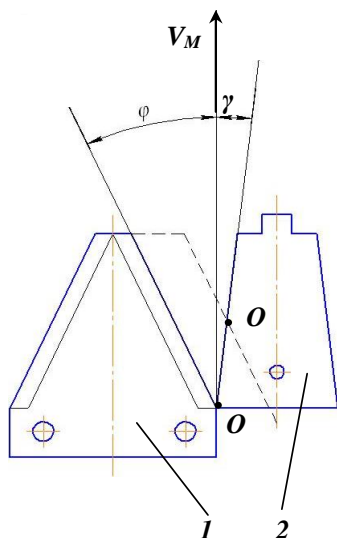


Рис. 3. Схема взаимодействия сегмента ножа и противорежущей пластины режущего аппарата жатки: 1 – сегмент, 2 – противорежущая пластина, V_M – скорость движения жатки

Fig. 3. Scheme of interaction of the knife and the shearbar on a header cutterbar: 1 – segment, 2 – shearbar, V_M – speed header

Путь, скорость и ускорение движения (x_B) ножа и (h) заданной точки определяли соответствующими зависимостями и схемами (рис. 2, рис. 3):

$$x_B = \sqrt{l^2 - (c + r \cdot \cos \alpha)^2} - r \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

$$\alpha = \omega \cdot t = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot t, \quad (2)$$

$$x_{B_0} = \frac{l - r}{\sqrt{(l - r)^2 - c^2}}, \quad (3)$$

$$x_{B_{\max}} = \frac{(l + r) \cdot \sqrt{(l - r)^2 - c^2}}{l - r}, \quad (4)$$

$$h = \frac{1}{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \gamma} (\sqrt{l^2 - (c + r \cdot \cos \alpha)^2} - r \cdot \sin \alpha), \quad (5)$$

$$h = \frac{x_B}{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \gamma}, \quad (6)$$

$$h' = \frac{x'_B}{\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg} \gamma}, \quad (7)$$

$$V_B = V_D = \frac{r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\sqrt{l^2 - (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))^2}} \quad (8)$$

$$- r \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t),$$

$$V'_B = c \cdot r \cdot \omega^2 \left(\frac{\cos(\omega \cdot t) \cdot (l^2 - (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))^2)}{(l^2 - (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))^2)^{3/2}} - \frac{r \cdot \sin^2(\omega \cdot t) \cdot (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))}{(l^2 - (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))^2)^{3/2}} \right) + r^2 \cdot \omega^2 \left(\frac{(\cos^2(\omega \cdot t) - \sin^2(\omega \cdot t)) \cdot (l^2 - (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))^2)}{(l^2 - (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))^2)^{3/2}} - \frac{r \cdot \sin^2(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))}{(l^2 - (c + r \cdot \cos(\omega \cdot t))^2)^{3/2}} \right) + r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t), \quad (9)$$

где: x_B , h – соответственно - ход ножа и точки O пересечения режущих кромок сегмента и противорежущей пластины, m , l – длина шатуна, m , c – дезаксиал механизма, m , r – радиус кривошипа, m , α – угол поворота кривошипа, рад, ω – частота вращения кривошипа привода ножа, рад/с, t – время, с, φ – угол (параметр сегмента, стандартизированный), $28,5^\circ$, γ – угол (параметр противорежущей пластины), $8,25^\circ$.

$$x_{1D} = x_B - x_{B_0} + d \quad (10)$$

где: d – смещение оси сегмента относительно оси противорежущей пластины, m :

$$x_{1D} = \sqrt{l^2 - (c + r \cdot \cos \alpha)^2} - r \cdot \sin \alpha - \sqrt{l^2 - (c + r)^2} + d \quad (11)$$

В конструкции экспериментального образца режущего аппарата нами принято: $r = 70$ мм, $c = 30$ мм, $l = 185$ мм, $\omega = \pi n / 30$, $n = 320$ с⁻¹, что обеспечивает условия приемлемого срезания стеблей на скорости движения жатки (комбайна) до 10 км/ч (2,78 м/с). При таких условиях, среднеарифметическое значение скорости резания стеблей (скорость движения точки В, рис. 3) при движении вправо равно 4,37 м/с, а при обратном ходе (движение влево) – соответственно 3,91 м/с. Это почти вдвое больше среднеарифметического значения скорости движения ножа относительно пальцев режущего аппарата.

Характер изменения значений V_B и V'_B приведены на рис. 4, рис. 5. Расчеты и построенные графические зависимости, свидетельствуют о возможности работы жатки на скоростях до 10–12 км/ч. Благодаря увеличению скорости резания обеспечиваются условия уборки засоренных, влажных и полеглых хлебов.

Отметим более стабильные показатели уровня поддержания высоты срезания стеб-

ИССЛЕДОВАНИЕ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО ПРИВОДА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА ЖАТКИ

лей экспериментальной жаткой по сравнению с аналогом.

соответствующего привода планетарного типа (Шумахера) или механизма с колебательной шайбой.

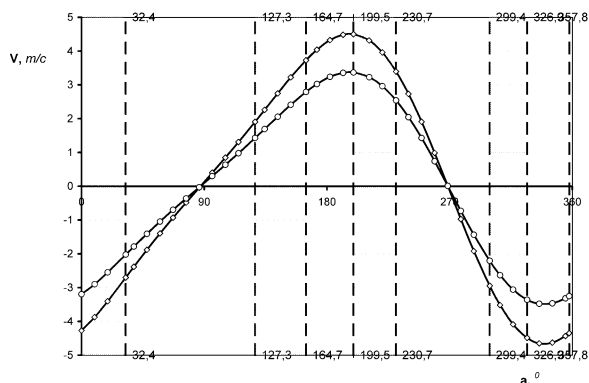


Рис. 4. Скорости резания ножа двохребного режущего аппарата при $n = 425$ об/мин и $S = 140$ мм

Fig. 4. Knife cutting speed of double stroke cutterbar when $n = 425$ r/min and $S = 140$ mm

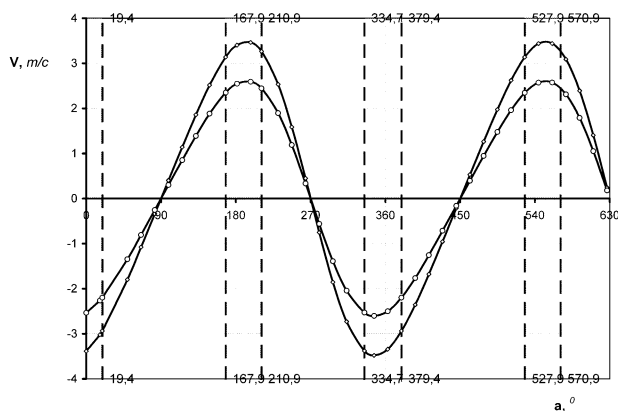


Рис. 5. Скорости резания ножа одноребного режущего аппарата при $n = 550$ об/мин и $S = 88$ мм

Fig. 5. Knife cutting speed of single stroke cutterbar when $n = 550$ r/min and $S = 88$ mm

При увеличении скорости движения экспериментальной жатки от 0,77 м/с (2,77 км/ч) до 1,64 м/с (5,9 км/ч) высота резания стеблей практически не изменялась (105–117 мм). У серийной жатки отмеченный показатель изменился от 110 мм (2,77 км/ч) до 146 мм (4,74 км/ч), то есть на 32,7%. Коэффициент вариации высоты резания стеблей серийной и экспериментальной жатками был почти одинаков (5,8–6,0%). Отметим уменьшение на 40,0% силы инерции ножа у экспериментальной жатки. Стоимость экспериментального кривошипно-шатунного привода ножа режущего аппарата также снизилась в 3,5–4 раза по сравнению со стоимостью

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных исследований разработан новый метод определения частоты вращения вала кривошипно-шатунного привода ножа режущего аппарата жатки при заданной скорости V_M движения комбайна.

2. Установлена целесообразность применения экспериментального режущего аппарата, который обеспечивает повышение на 37% стабильности высоты среза стеблей и соответствующее уменьшение на 40% значения силы инерции.

3. Увеличение хода ножа режущего аппарата от 76,2–88 мм до 140 мм обеспечивает повышение в 1,25–1,50 раза рабочей скорости движения комбайна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Goryachkin V.P. 1940.** Teoriya nozhey zhatvennyh mashin. Sbornik sochineniy v semi tomah. Tom V. Pod redaktsiyey doktorov s.h. nauk I.F. Vasilenko, V.A. Zheligovskogo, N.D. Luchinskogo, S.V. Poletaeva i kand. s.h. nauk K.A. Polevitskogo. OGIZ-Gos.izdat. kolhoznoy i sovhoznoy literaturyi. "Selhozgiz". M. – 23–59.
2. **Kozhevnikov S.N. 1976.** Mehanizmy Spravochnoe posobie. Pod red. S.N. Kozhevnikova. M., – 25–26.
3. **Seryiy G.F. 1976.** Zernoborochnyie kombayni. / G.F. Seryiy, N.I. Kosilov, Yu.N. Yarmashev, A.I. Rusanov // M. Agropromizdat, 1976. – 39–53.
4. **Klenin N.I. 1980.** Selskohozyaystvennyie i meliorativnyie mashiny. Elementyi teorii rabochih protsessov, raschet regulirovchnyih parametrov i rezhimov raboty. / N.I. Klenin, V.A. Sakun // M. Kolos.
5. **Reznik N.E. 1975.** Teoriya rezaniya lezviem i osnovyi rascheta rezhuschih apparatov. – M.: Mashinostroenie. – 311.
6. **Pogorelets A.N. 1981.** Rotatsionnyie kosilki. Metodicheskie ukazaniya k vyipolneniyu kontrolnyih zadaniy, kursovyih i diplomnyih proektov. / Pod red. A.N. Pogoreltsa. – Kiev.

- 7. Rusanov A.I. 1977.** Osnovnyie napravleniya sovershenstvovaniya rabochnih organov i uzlov zernouborochnyih kombaynov. TsNIITEI traktoro-selhoz mash. M. – 20–25.
- 8. Nevenchanaya T.O. 2003.** Kontseptsiya kompleksnogo rascheta mekhanizmov: ot rascheta shem do prochnosti / T.O. Nevenchanaya, V.E. Pavlovskiy, E.V. Ponomareva // Moskva, 2003. – 125.
- 9. Goryachkin V.P. 1936.** Tehnologicheskie protsessyi v rabote s/h mashin. Teoriya, konstruktsiya i proizvodstvo selskohozyaystvennyih mashin. Tom 4. Pod red. Akademika V.P. Goryachkina. Selhozgiz. – 109–152.
- 10. Bayner R. 1959.** Osnovy selskohozyaystvennoy tekhniki / R. Bayner, R. Kepper, E. Bardzher // Selhozgiz. – 304–317.
- 11. Mironenko V.I.** Issledovanie kinematcheskikh i dinamicheskikh harakteristik privodov rezhuschih apparatov s tselyu povyisheniya effektivnosti ih raboty : avtoref. dis. kand. tehn. nauk : 05.06.01. – M. VISHOM. – 18.
- 12. Drozdov N.I. 1961.** Issledovaniya protsessa rezaniya trav i zernovyih kultur rezhuschimi apparatami uborochnyih selskohozyaystvennyih mashin. – Moskva.
- 13. Sheychenko V. 2014.** Osobennosti vzaimodeystviya delatelya zhatki so steblem podsolnechnika // Sheychenko V.A., Kustov S.A., Kuzmich A.Ya., Tolstushko N.N. / Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii «Nauchno-tehnicheskii progress v selskohozyaystvennom proizvodstve», Respublika Belarus, Minsk.
- 14. Sheychenko V.O. 2015.** Vliyaniye sroka ekspluatatsii zernouborochnyih kombaynov na ih effektivnost / V.O. Sheychenko, M.M. Anelyak, A.Ya. Kuzmich, S. Kustov // Mechanization in agriculture/ Mehanizatsiya na zemedelieto // Issue 9. – 15–17.
- 15. Vasilenko I.F. 1937.** Teoriya rezhuschih apparatov zhatvennyih mashin. ONTI.
- 16. Gorbunov M.P. 1952.** Izuchenie raboty lezviy kosilki s dvoynim hodom nozha. Sbornik nauchno-tehnicheskikh rabot Mosk. In-ta mehanizatsii i elektrifikatsii s.h.
- 17. Asber. 1952.** Matematicheskii analiz raboty krivoshipnogo mehanizma kosilki. Agricultural Engineering. #1.
- 18. Zhatka ryadkovaya skorostnaya ZhRS-4,9A. 1976.** Tehnicheskoe opisanie i instruktsiya po ekspluatatsii. Pervomayskiy zavod s.h.mashin. Berdyansk – 35.
- 19. Rusanov A.I. 1977.** Osnovnyie napravleniya sovershenstvovaniya rabochnih organov i uzlov zernouborochnyih kombaynov. TsNIITEI traktoro-selhoz mash. M. – 20–25.
- 20. Targ S. M. 1998.** Kratkiy kurs teoreticheskoy mehaniki. – M.: Vyssh. shk.
- 21. Eremyants V. E. 2000.** Postroenie i analiz dinamicheskikh modeley mekhanizmov: Ucheb.-metod. posobie / Kyrgyzsko-Rossiyskiy Slavyanskiy universitet. – Bishkek – 48.
- 22. Sidorchuk A., Triguba A., Makarchuk A. 2012.** Optimizatsiya prodolzhitel'nosti zhiznennogotsikla integrirovannyih programm uborki zernovyih kultur. MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, Vol.14, #4. 131–140

RESEARCH CRANK KNIFE DRIVE OF COMBINE HEADER

Summary. A new method of research offset crank drive of the cutting machine by comparing velocities of the header and the intersection points of the cutting edges of the segment and the counter-plate. Designed and manufactured double stroke cutterbar (140 mm), experimentally verified the feasibility of its application, theoretically analyzed the patterns of change in displacement, velocity and acceleration of the point of intersection of the segment and the counter-plate, as well as movement and speed of the knife cutting system.

The result of the research developed a new method of determining the speed of the shaft of the crank knife drive cutting apparatus of the harvester at a preset speed VM movement of the harvester.

The expediency of application of the experimental cutting apparatus which provides an increase of 37% stability of the height of the cutting stems and the corresponding decrease of 40% of the value of the inertial forces. The increase of the knife cutting apparatus 76.2-88 to 140 mm provides increased 1.25-1.50 times the working speed of the combine.

Key words: header, cutting machine, knife cutting system, the intersection point of the segment and the counter-plate.

КОНСТРУИРОВАНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПОМОЩЬЮ ИЗОТРОПНЫХ КРИВЫХ, ЛЕЖАЩИХ НА ПОВЕРХНОСТИ ТОРА

Сергей Пилипака, Николай Муквич

*Національний університет біоресурсів і природопольовання України
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Sergey Pylypaka, Nikolay Mukvich

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Аннотация. Использован разработанный метод конструирования непрерывных каркасов минимальных поверхностей с помощью изотропных кривых, лежащих на поверхностях вращения, отнесённых к изометрической сети координатных линий.

Выбор поверхностей вращения обусловлен упрощением аналитических условий преобразования их ортогональной сети координатных линий к изометрической, бесконечно малая ячейка которой (элемент сети) является квадратом. Параметрические уравнения семейств изотропных кривых получены из условия равенства нулю линейного элемента поверхности вращения, отнесённой к изометрической сети.

В работе исследовано аналитическое описание тора, отнесённого к изометрической сети координатных линий. Рассмотрены частные случаи для открытого тора (кольца) и закрытого тора. Используя уравнения изотропных кривых, лежащих на поверхности тора, составлены параметрические уравнения минимальных поверхностей и присоединённых минимальных поверхностей. Определена величина средней кривизны образованных минимальных поверхностей.

Используя разработанный метод конструирования непрерывных каркасов минимальных поверхностей, доказано, что на поверхности тора, в каждом из трёх частных случаев отнесения к изометрической сети координатных линий, можно отыскать аналитическое описание четырёх семейств изотропных линий. Каждой изотропной линии соответствует минимальная поверхность и присоединённая к ней. Образованные минимальные поверхности и присоединённые

минимальные поверхности имеют общие метрические свойства и общие свойства кривизны поверхности.

Исследуемый метод непрерывного геометрического моделирования имеет общеизвестные преимущества, обусловленные определением параметрических уравнений минимальных поверхностей в виде элементарных функций.

Это аналитическое описание минимальных поверхностей позволяет учитывать их дифференциальные характеристики, исследовать различные геометрические свойства поверхностей, уточнять и оптимизировать существующие инженерные методы проектирования поверхностей технических форм и архитектурных конструкций.

Ключевые слова: тор, линейный элемент поверхности, изотропная кривая, минимальная поверхность, средняя кривизна поверхности.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Расширение геометрических способов конструирования поверхностей технических форм и архитектурных конструкций является важной проблемой моделирования непрерывного каркаса этих поверхностей. Поэтому особенную актуальность обретают способы конструирования кривых и поверхностей по заданным свойствам [1 – 4], исследования траектории движения материальных точек по поверхностям технических форм [5].

Первые исследования минимальных поверхностей известны из работ Ж. Лагранжа (J. Lagrange), который рассматривал задачу [6]: «Найти поверхность наименьшей пло-

КОНСТРУИРОВАНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПОМОЩЬЮ ИЗОТРОПНЫХ КРИВЫХ, ЛЕЖАЩИХ НА ПОВЕРХНОСТИ ТОРА

щади, натянутую на заданный контур» (1786 г.). Задавая поверхность в виде $z = z(x; y)$, Ж. Лагранж сделал вывод – функция $z = z(x; y)$ должна удовлетворять уравнению Эйлера-Лагранжа [6]:

$$(1+q^2)\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} - 2pq\frac{\partial^2 z}{\partial x \partial y} + (1+p^2)\frac{\partial^2 z}{\partial y^2} = 0, \quad (1)$$

где: $p = \frac{\partial z}{\partial x}$; $q = \frac{\partial z}{\partial y}$.

Г. Монж (G. Monge) в 1776 году обнаружил, что условие минимальности площади приводит к условию равенства нулю средней кривизны поверхности.

Проблема аналитического описания минимальных поверхностей, которые применяются при проектировании поверхностей технических форм и архитектурных конструкций, стимулирует развитие многих областей математики: теории меры, функционального анализа, топологии, теории функций комплексного переменного, теории уравнений с частными производными. Анализ научных работ по решению данной проблемы показал, что существует три направления исследований.

Первое направление исследований реализует создание новых мощных методов в вариационном исчислении, позволивших доказать регулярность минимальных поверхностей в многомерных случаях [6].

Второе направление исследований связано с практическими задачами конструирования поверхностей архитектурных оболочек [7-11]. В частности, в работе [12] для математического описания минимальной поверхности использовался точечный каркас этой поверхности с опорным контуром в форме ромба или параллелограмма. В работе [13] исследовалось построение минимальной поверхности, проходящей через заранее заданную кривую. Но аналитическое описание полученной поверхности, близкой к минимальной, удалось представить только с помощью эллиптических функций. Разработка эффективных методов приближённого решения уравнений минимальной поверхности, производных от уравнения (1), а также математическое обоснование полученных методов в плане устойчивости и сходимости при-

ближенных решений реализовано в работах [14–16].

Третье направление исследований связано с разработкой геометрических методов конструирования непрерывного каркаса минимальной поверхности, допускающее нахождение её параметрических уравнений с помощью элементарных функций. Это аналитическое описание минимальных поверхностей позволяет использовать их дифференциальные характеристики при конструировании поверхностей технических форм и архитектурных конструкций [17–20], исследовать различные свойства поверхностей.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Аналитическое описание минимальных поверхностей связано с нахождением параметрических уравнений мнимых изотропных кривых нулевой длины [21].

В работах [17, 18] разработаны способы нахождения аналитического описания изотропных кривых по формулам Шварца и Вейерштрасса, но они только в отдельных случаях позволяют найти параметрические уравнения этих мнимых кривых. В работе [19] рассмотрено моделирование минимальных поверхностей с помощью изотропных кривых Безье третьего порядка.

Следует отметить, что аналитическое описание изотропной кривой только в отдельных случаях позволяет выполнить все необходимые преобразования для нахождения уравнений минимальных поверхностей в явном виде.

Поэтому настоящая работа посвящена реализации метода аналитического описания изотропных кривых, лежащих на поверхностях вращения, отнесённых к изометрической сети координатных линий, для решения проблемы конструирования непрерывного каркаса минимальных поверхностей.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является поиск аналитического описания поверхности тора, отнесённого к изометрической сети координатных линий и изотропных кривых, лежащих на поверхности тора. Используя указанные изо-

тропные кривые, необходимо отыскать параметрические уравнения минимальных поверхностей и присоединённых к ним.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрим поверхность вращения, параметрические уравнения которой имеют вид:

$$\begin{aligned} X(\tau; v) &= \varphi(\tau) \cdot \cos v, \\ Y(\tau; v) &= \varphi(\tau) \cdot \sin v, \\ Z(\tau; v) &= \psi(\tau), \end{aligned} \quad (2)$$

где: $\varphi = \varphi(\tau)$; $\psi = \psi(\tau)$ – параметрические уравнения меридиана поверхности вращения.

В работе [22] приведен алгоритм отыскания параметрических уравнений меридиана поверхности вращения, при котором поверхность будет отнесена к изометрической сети координатных линий. Переход от ортогональной к изометрической сети координатных линий осуществляется с помощью введения новой переменной t , которая связана с переменной τ следующим образом [22]:

$$t = \int \frac{\sqrt{(\varphi'_{\tau})^2 + (\psi'_{\tau})^2}}{\varphi} d\tau. \quad (3)$$

Рассмотрим поверхность тора, который задан параметрическими уравнениями:

$$\begin{aligned} X(\tau; v) &= (R + r \cos \tau) \cdot \cos v, \\ Y(\tau; v) &= (R + r \cos \tau) \cdot \sin v, \\ Z(\tau; v) &= r \sin \tau, \end{aligned} \quad (4)$$

где: r – радиус образующей окружности (меридиана поверхности),

R – радиус направляющей окружности, по которой движется центр образующей окружности,

$$\tau \in [0; 2\pi); v \in [0; 2\pi).$$

Запишем условие перехода к изометрической сети координатных линий.

Подставим параметрические уравнения тора: $\varphi(\tau) = (R + r \cos \tau)$; $\psi(\tau) = r \sin \tau$ в (3). После упрощений, получим зависимость:

$$t = \int \frac{r}{R + r \cos \tau} d\tau. \quad (5)$$

При дальнейшем интегрировании возможны три случая: $R = r$, $r < R$, $r > R$ (случай для $R = 0$, когда уравнения (4) описыва-

ют сферу, не нуждается в исследовании). Рассмотрим каждый случай.

В случае $R = r$, если наименьшая параллель закрытого тора вырождается в точку, то условие (5) перехода к изометрической сети координатных линий имеет простой вид:

$$t = \operatorname{tg} \left(\frac{\tau}{2} \right). \quad (6)$$

Выразим из (6) $\tau(t) = 2 \operatorname{arctg} t$ и подставим в уравнения (4). После преобразований получим параметрические уравнения закрытого тора ($R = r$), отнесённого к изометрической сети координатных линий:

$$\begin{aligned} X(t; v) &= \frac{2r}{1+t^2} \cdot \cos v, \\ Y(t; v) &= \frac{2r}{1+t^2} \cdot \sin v, \\ Z(t; v) &= \frac{2rt}{1+t^2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Найдем коэффициенты первой квадратичной формы закрытого тора, заданного параметрическими уравнениями (7), по известным формулам дифференциальной геометрии [21]:

$$\begin{aligned} E &= \left(\frac{\partial X}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial t} \right)^2, \\ F &= \frac{\partial X}{\partial t} \frac{\partial X}{\partial v} + \frac{\partial Y}{\partial t} \frac{\partial Y}{\partial v} + \frac{\partial Z}{\partial t} \frac{\partial Z}{\partial v}, \\ G &= \left(\frac{\partial X}{\partial v} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial v} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial v} \right)^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Дифференцируя выражения (7), после преобразований, согласно (8), получим:

$$E = G = \frac{4r^2}{(1+t^2)^2}; F = 0.$$

Тогда линейный элемент закрытого тора (7), отнесённого к изометрической сети координатных линий, имеет вид:

$$ds^2 = \frac{4r^2}{(1+t^2)^2} \cdot (dv^2 + dt^2). \quad (9)$$

Разложив на множители выражение (9) получим:

$$ds^2 = \frac{4r^2}{(1+t^2)^2} \cdot (dv - i \cdot dt)(dv + i \cdot dt),$$

где: i – мнимая единица.

КОНСТРУИРОВАНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПОМОЩЬЮ ИЗОТРОПНЫХ КРИВЫХ, ЛЕЖАЩИХ НА ПОВЕРХНОСТИ ТОРА

Приравнивая к нулю правую часть последнего равенства, после интегрирования получим:

$$v = i \cdot t + C \text{ или } v = -i \cdot t + C, \quad (10)$$

где: C – произвольная постоянная.

Линейный элемент (9) закрытого тора определяет длину произвольной кривой, лежащей на его поверхности. Поэтому при подстановке каждого из выражений (10) в параметрические уравнения тора (7) получим параметрические уравнения двух семей мнимых изотропных кривых нулевой длины. В частности, при подстановке выражения $v = i \cdot t + C$ в уравнение (7) для каждого значения C получим параметрические уравнения мнимой изотропной кривой, которая лежит на поверхности тора ($R = r$):

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{2r}{1+t^2} \cdot \cos(i \cdot t + C), \\ y(t) &= \frac{2r}{1+t^2} \cdot \sin(i \cdot t + C), \\ z(t) &= \frac{2rt}{1+t^2}. \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \frac{2r[(1+u^2-v^2) \cdot \cos(C-v) \cdot \operatorname{ch}(u) - 2uv \cdot \sin(C-v) \cdot \operatorname{sh}(u)]}{u^4 + (v^2-1)^2 + 2u^2(v^2+1)}, \\ Y(u, v) &= \frac{2r[(1+u^2-v^2) \cdot \sin(C-v) \cdot \operatorname{ch}(u) + 2uv \cdot \cos(C-v) \cdot \operatorname{sh}(u)]}{u^4 + (v^2-1)^2 + 2u^2(v^2+1)}, \\ Z(u, v) &= \frac{2ru(1+u^2+v^2)}{u^4 + (v^2-1)^2 + 2u^2(v^2+1)}, \end{aligned} \quad (14)$$

и присоединенной минимальной поверхности:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= -\frac{2r[(1+u^2-v^2) \cdot \sin(C-v) \cdot \operatorname{sh}(u) + 2uv \cdot \cos(C-v) \cdot \operatorname{ch}(u)]}{u^4 + (v^2-1)^2 + 2u^2(v^2+1)}, \\ Y^*(u, v) &= \frac{2r[(1+u^2-v^2) \cdot \cos(C-v) \cdot \operatorname{sh}(u) - 2uv \cdot \sin(C-v) \cdot \operatorname{ch}(u)]}{u^4 + (v^2-1)^2 + 2u^2(v^2+1)}, \\ Z^*(u, v) &= -\frac{2rv(u^2+v^2-1)}{u^4 + (v^2-1)^2 + 2u^2(v^2+1)}. \end{aligned} \quad (15)$$

На рис. 1 изображена минимальная поверхность, построенная по уравнениям (14), а на рис. 2 – присоединённая минимальная поверхность, построенная по уравнениям (15) при $C = 0$; $u \in \left[-\frac{\pi}{2}; \dots; \frac{\pi}{2}\right]$; $v \in [-0,6; \dots; 0,6]$.

Коэффициенты первой квадратичной формы минимальной поверхности (14) и присоединённой поверхности (15) равны:

С целью нахождения уравнений минимальной и присоединенной к ней минимальной поверхности для функций комплексного переменного (11) используем новую переменную [20]: $t = u + i \cdot v$.

Тогда получим параметрические уравнения минимальной поверхности $X(u, v)$, $Y(u, v)$, $Z(u, v)$ [21]:

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \operatorname{Re}\{x(u + i \cdot v)\}, \\ Y(u, v) &= \operatorname{Re}\{y(u + i \cdot v)\}, \\ Z(u, v) &= \operatorname{Re}\{z(u + i \cdot v)\}, \end{aligned} \quad (12)$$

и присоединенной минимальной поверхности $X^*(u, v)$, $Y^*(u, v)$, $Z^*(u, v)$:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{x(u + i \cdot v)\}, \\ Y^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{y(u + i \cdot v)\}, \\ Z^*(u, v) &= \operatorname{Im}\{z(u + i \cdot v)\}. \end{aligned} \quad (13)$$

Разделяя действительную и мнимую часть для каждой из функций (11), получим уравнения минимальной поверхности (C – произвольная постоянная):

$$E = G = \left[\frac{2r((u^2+v^2+1) \cdot \operatorname{ch}(u) - 2u \cdot \operatorname{sh}(u))}{u^4 + (v^2-1)^2 + 2u^2(v^2+1)} \right]^2, \quad (16)$$

$$F = 0.$$

Коэффициенты второй квадратичной формы [21] минимальной поверхности (14) равны:

$$L = -N = -\frac{2r(1+u^2-v^2)}{u^4 + (v^2-1)^2 + 2u^2(v^2+1)}. \quad (17)$$

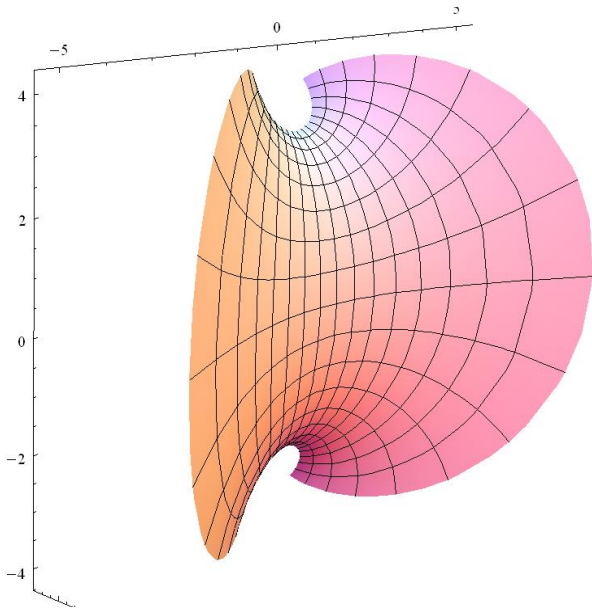


Рис. 1. Минимальная поверхность, построенная по уравнениям (14)

Fig. 1. Minimal surface was built on the equations (14)

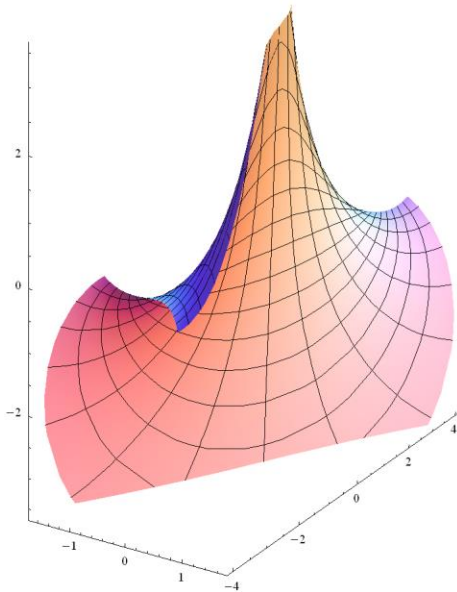


Рис. 2. Присоединённая минимальная поверхность, построен по уравнениям (15)

Fig. 2. Associated minimal surface was built on the equations (15)

Коэффициенты второй квадратичной формы присоединённой минимальной поверхности (15) равны:

$$L = -N = -\frac{4ruv}{u^4 + (v^2 - 1)^2 + 2u^2(v^2 + 1)}. \quad (18)$$

Коэффициенты первой и второй квадратичных форм рассмотренных поверхностей (14) и (15), приводят выражение средней

кривизны [21] $H = \frac{E \cdot N - 2 \cdot F \cdot M + G \cdot L}{2(E \cdot G - F^2)}$, для

каждой из указанных поверхностей, к нулю.

При подстановке выражения $v = -i \cdot t + C$ в уравнение тора (7) для каждого значения C получим параметрические уравнения другой мнимой изотропной кривой, которая лежит на поверхности тора, наименьшая параллель которого вырождается в точку:

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{2r}{1+t^2} \cdot \cos(-i \cdot t + C), \\ y(t) &= \frac{2r}{1+t^2} \cdot \sin(-i \cdot t + C), \\ z(t) &= \frac{2rt}{1+t^2}. \end{aligned} \quad (19)$$

Используя для функций комплексного переменного (19) новую переменную $t = u + i \cdot v$, можно найти по формулам (12) и (13) параметрические уравнения минимальной поверхности и присоединённой к ней. Параметрические уравнения указанных минимальных поверхностей отличаются от уравнений (14) и (15) соответственно только произвольной постоянной, имеют одни и те же коэффициенты первой и второй квадратичных форм. То есть минимальные поверхности, заданные уравнениями (14) и (15), и соответствующие минимальные поверхности, образованные с помощью изотропной кривой (19), имеют общие метрические свойства и свойства кривизны поверхности.

Выражение (9) можно разложить на множители в виде:

$$ds^2 = \frac{4r^2}{(1+t^2)^2} \cdot (dt - i \cdot dv)(dt + i \cdot dv). \quad (20)$$

Приравнявая к нулю правую часть равенства (20), после интегрирования получим:

$$t = i \cdot v + C \text{ или } t = -i \cdot v + C. \quad (21)$$

Подставляя выражения (21) в параметрические уравнения тора (7), получим уравнение двух семей мнимых изотропных кривых нулевой длины. Для каждого значения C по найденным изотропными кривыми можно построить минимальные поверхности и присоединённые к ним. Указанные изометрические поверхности имеют равные коэффициенты первой и второй квадратичных форм с минимальными поверхностями (14) и (15) соответственно, то есть они характери-

КОНСТРУИРОВАНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПОМОЩЬЮ
ИЗОТРОПНЫХ КРИВЫХ, ЛЕЖАЩИХ НА ПОВЕРХНОСТИ ТОРА

зуются общими метрическими свойствами и общими свойствами кривизны поверхности.

Используем указанный способ конструирования минимальных поверхностей для других случаев отнесения тора к изометрической сети координатных линий.

Пусть $r < R$, тогда параметрические уравнения тора, отнесенного к изометрической сети имеют вид:

$$\begin{aligned} X(t; v) &= \frac{R^2 - r^2}{R - r \cos(\beta \cdot t)} \cdot \cos v, \\ Y(t; v) &= \frac{R^2 - r^2}{R - r \cos(\beta \cdot t)} \cdot \sin v, \\ Z(t; v) &= -\frac{r \cdot \sqrt{R^2 - r^2} \cdot \sin(\beta \cdot t)}{R - r \cos(\beta \cdot t)}, \end{aligned} \quad (22)$$

где: $\beta = \frac{\sqrt{R^2 - r^2}}{r}$.

Тогда линейный элемент тора (22), отнесенного к изометрической сети, является выражением:

$$ds^2 = \left(\frac{R^2 - r^2}{R - r \cos(\beta \cdot t)} \right)^2 \cdot (dv^2 + dt^2), \quad (23)$$

$$\begin{aligned} X(u, v) &= \frac{\cos(C - v) \operatorname{ch}(u) [R - r \cos(\beta u) \operatorname{ch}(\beta v)] - r \sin(\beta u) \sin(C - v) \cdot \operatorname{sh} u \cdot \operatorname{sh}(\beta v)}{[(R - r \cos(\beta u) \operatorname{ch}(\beta v))^2 + r^2 \sin^2(\beta u) \operatorname{sh}^2(\beta v)] \cdot (R^2 - r^2)^{-1}}, \\ Y(u, v) &= \frac{\sin(C - v) \operatorname{ch}(u) [R - r \cos(\beta u) \operatorname{ch}(\beta v)] + r \sin(\beta u) \cos(C - v) \cdot \operatorname{sh} u \cdot \operatorname{sh}(\beta v)}{[(R - r \cos(\beta u) \operatorname{ch}(\beta v))^2 + r^2 \sin^2(\beta u) \operatorname{sh}^2(\beta v)] \cdot (r^2 - R^2)^{-1}}, \\ Z(u, v) &= \frac{2r \sqrt{R^2 - r^2} \cdot [r \cos(\beta u) - R \operatorname{ch}(\beta v)] \cdot \sin(\beta u)}{2R^2 + r^2 \cos(2\beta u) - 4r \cdot R \cdot \cos(\beta u) \cdot \operatorname{ch}(\beta v) + r^2 \operatorname{ch}(2\beta v)}, \end{aligned} \quad (25)$$

где: $\beta = \frac{\sqrt{R^2 - r^2}}{r}$.

Найдём, согласно (13), уравнения присоединённой минимальной поверхности:

$$\begin{aligned} X^*(u, v) &= \frac{\sin(C - v) \operatorname{sh}(u) [R - r \cos(\beta u) \operatorname{ch}(\beta v)] - r \sin(\beta u) \cos(C - v) \cdot \operatorname{ch} u \cdot \operatorname{sh}(\beta v)}{[(R - r \cos(\beta u) \operatorname{ch}(\beta v))^2 + r^2 \sin^2(\beta u) \operatorname{sh}^2(\beta v)] \cdot (r^2 - R^2)^{-1}}, \\ Y^*(u, v) &= \frac{\cos(C - v) \operatorname{sh}(u) [-R + r \cos(\beta u) \operatorname{ch}(\beta v)] + r \sin(\beta u) \sin(C - v) \cdot \operatorname{ch} u \cdot \operatorname{sh}(\beta v)}{[(R - r \cos(\beta u) \operatorname{ch}(\beta v))^2 + r^2 \sin^2(\beta u) \operatorname{sh}^2(\beta v)] \cdot (R^2 - r^2)^{-1}}, \\ Z^*(u, v) &= \frac{2r \sqrt{R^2 - r^2} \cdot [-R \cos(\beta u) + r \operatorname{ch}(\beta v)] \cdot \operatorname{sh}(\beta v)}{2R^2 + r^2 \cos(2\beta u) - 4r \cdot R \cdot \cos(\beta u) \cdot \operatorname{ch}(\beta v) + r^2 \operatorname{ch}(2\beta v)}, \end{aligned} \quad (26)$$

где: $\beta = \frac{\sqrt{R^2 - r^2}}{r}$.

При подстановке выражения $v = i \cdot t + C$ в уравнение (22) для каждого значения C получим параметрические уравнения мнимой изотропной кривой, которая находится на поверхности тора ($r < R$):

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{R^2 - r^2}{R - r \cos(\beta \cdot t)} \cdot \cos(i \cdot t + C), \\ y(t) &= \frac{R^2 - r^2}{R - r \cos(\beta \cdot t)} \cdot \sin(i \cdot t + C), \\ Z(t; v) &= -\frac{r \cdot \sqrt{R^2 - r^2} \cdot \sin(\beta \cdot t)}{R - r \cos(\beta \cdot t)}, \end{aligned} \quad (24)$$

где: $\beta = \frac{\sqrt{R^2 - r^2}}{r}$.

Для нахождения уравнений минимальной и присоединённой к ней минимальной поверхности для функций комплексного переменного (24) используем замену $t = u + i \cdot v$.

Разделяя действительную и мнимую часть для каждой из функций (24), имеем, согласно (12), параметрические уравнения минимальной поверхности (C – произвольная постоянная):

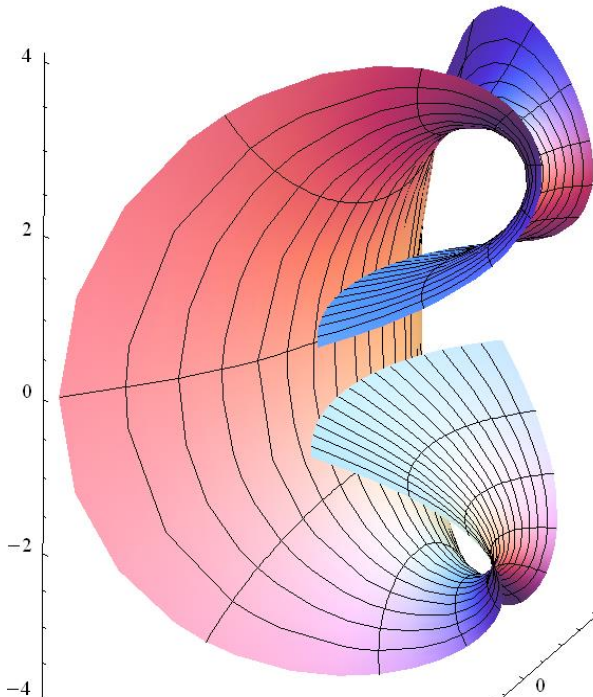


Рис. 3. Минимальная поверхность, построенная по уравнениям (25)

Fig. 3. Minimal surface was built on the equations (25)

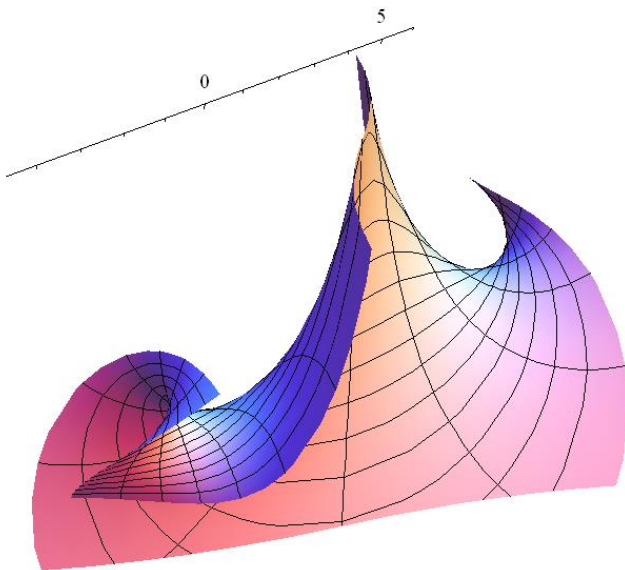


Рис. 4. Присоединённая минимальная поверхность, построен. по уравнениям (26)

Fig. 4. Associated minimal surface was built on the equations (26)

На рис. 3 и рис. 4 изображены минимальная и присоединённая поверхности, построенные по уравнениям (25) и (26) соответ-

ственно для $C = 0$, $r = 3$, $R = 5$, $u \in [-2; \dots; 2]$, $v \in [-0,4; \dots; 0,4]$.

На поверхности открытого тора ($r < R$), по аналогии со случаем при $r = R$, для каждого значения C можно найти аналитическое описание четырёх семейств изотропных линий, причём каждой линии поставить в соответствие минимальную поверхность и присоединённую к ней.

Образованные минимальные поверхности и присоединённые минимальные поверхности имеют общие метрические свойства и общие свойства кривизны поверхности.

Пусть $r > R$, тогда параметрические уравнения закрытого тора, отнесенного к изометрической сети, имеют вид:

$$\begin{aligned} X(t;v) &= \frac{R^2 - r^2}{R - r \operatorname{ch}(\beta \cdot t)} \cdot \cos v, \\ Y(t;v) &= \frac{R^2 - r^2}{R - r \operatorname{ch}(\beta \cdot t)} \cdot \sin v, \end{aligned} \quad (27)$$

$$Z(t;v) = -\frac{r \cdot \sqrt{r^2 - R^2} \cdot \operatorname{sh}(\beta \cdot t)}{R - r \operatorname{ch}(\beta \cdot t)},$$

где: $\beta = \frac{\sqrt{r^2 - R^2}}{r}$.

Подставляя выражения $v = i \cdot t + C$ в уравнение (27) для каждого значения C получим параметрические уравнения мнимой изотропной кривой, которая находится на поверхности тора ($r > R$):

$$\begin{aligned} x(t) &= \frac{R^2 - r^2}{R - r \operatorname{ch}(\beta \cdot t)} \cdot \cos(i \cdot t + C), \\ y(t) &= \frac{R^2 - r^2}{R - r \operatorname{ch}(\beta \cdot t)} \cdot \sin(i \cdot t + C), \end{aligned} \quad (28)$$

$$z(t) = -\frac{r \cdot \sqrt{r^2 - R^2} \cdot \operatorname{sh}(\beta \cdot t)}{R - r \operatorname{ch}(\beta \cdot t)},$$

где: $\beta = \frac{\sqrt{r^2 - R^2}}{r}$.

Используя замену $t = u + i \cdot v$ для функций (28) и разделяя действительную и мнимую часть, находим, согласно (12), уравнения минимальной поверхности (C – произвольная постоянная):

КОНСТРУИРОВАНИЕ МИНИМАЛЬНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ С ПОМОЩЬЮ
ИЗОТРОПНЫХ КРИВЫХ, ЛЕЖАЩИХ НА ПОВЕРХНОСТИ ТОРА

$$\begin{aligned}
 X(u, v) &= \frac{\cos(C-v)\operatorname{ch}(u)[R-r\cos(\beta v)\operatorname{ch}(\beta u)]+r\sin(\beta v)\sin(C-v)\cdot\operatorname{sh}u\cdot\operatorname{sh}(\beta u)}{\left[(R-r\cos(\beta v)\operatorname{ch}(\beta u))^2+r^2\sin^2(\beta v)\operatorname{sh}^2(\beta u)\right]\cdot(R^2-r^2)^{-1}}, \\
 Y(u, v) &= \frac{\sin(C-v)\operatorname{ch}(u)[-R+r\cos(\beta v)\operatorname{ch}(\beta u)]+r\sin(\beta v)\cos(C-v)\cdot\operatorname{sh}u\cdot\operatorname{sh}(\beta u)}{\left[(R-r\cos(\beta v)\operatorname{ch}(\beta u))^2+r^2\sin^2(\beta v)\operatorname{sh}^2(\beta u)\right]\cdot(r^2-R^2)^{-1}}, \\
 Z(u, v) &= \frac{2r\sqrt{r^2-R^2}\cdot[r\operatorname{ch}(\beta u)-R\cos(\beta v)]\cdot\operatorname{sh}(\beta u)}{2R^2+r^2\cos(2\beta v)-4r\cdot R\cdot\cos(\beta v)\cdot\operatorname{ch}(\beta u)+r^2\operatorname{ch}(2\beta u)},
 \end{aligned} \tag{29}$$

где: $\beta = \frac{\sqrt{r^2-R^2}}{r}$.

И уравнения присоединённой минимальной поверхности:

$$\begin{aligned}
 X^* &= \frac{\sin(C-v)\operatorname{sh}(u)[R-r\cos(\beta v)\operatorname{ch}(\beta u)]-r\sin(\beta v)\cos(C-v)\cdot\operatorname{ch}u\cdot\operatorname{sh}(\beta u)}{\left[(R-r\cos(\beta v)\operatorname{ch}(\beta u))^2+r^2\sin^2(\beta v)\operatorname{sh}^2(\beta u)\right]\cdot(r^2-R^2)^{-1}}, \\
 Y^* &= \frac{\cos(C-v)\operatorname{sh}(u)[R-r\cos(\beta v)\operatorname{ch}(\beta u)]+r\sin(\beta v)\sin(C-v)\cdot\operatorname{ch}u\cdot\operatorname{sh}(\beta u)}{\left[(R-r\cos(\beta v)\operatorname{ch}(\beta u))^2+r^2\sin^2(\beta v)\operatorname{sh}^2(\beta u)\right]\cdot(R^2-r^2)^{-1}}, \\
 Z^* &= \frac{2r\sqrt{r^2-R^2}\cdot[-R\operatorname{ch}(\beta u)+r\cos(\beta v)]\cdot\sin(\beta v)}{2R^2+r^2\cos(2\beta v)-4r\cdot R\cdot\cos(\beta v)\cdot\operatorname{ch}(\beta u)+r^2\operatorname{ch}(2\beta u)},
 \end{aligned} \tag{30}$$

где: $\beta = \frac{\sqrt{r^2-R^2}}{r}$.

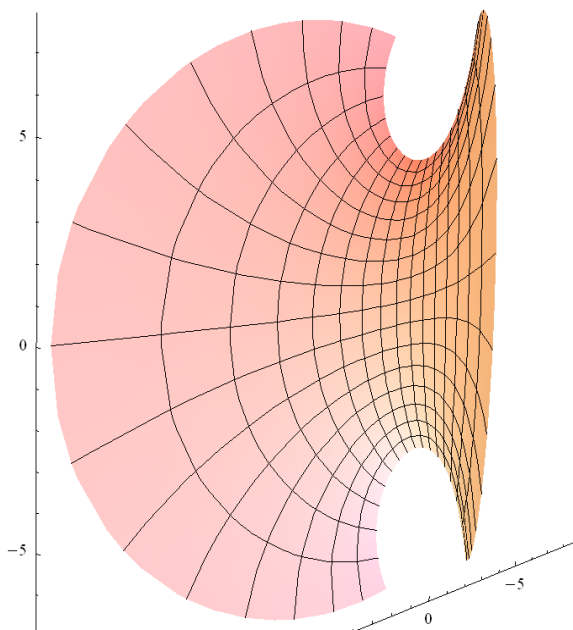


Рис. 5. Минимальная поверхность, построенная по уравнениям (29)

Fig. 5. Minimal surface was built on the equations (29)

На рис. 5 и рис. 6 изображены минимальная и присоединённая поверхности, построенные по уравнениям (29) и (30) соответственно для $C=0, r=5, R=3, u \in [-2; \dots; 2]; v \in [-0,4; \dots; 0,4]$.

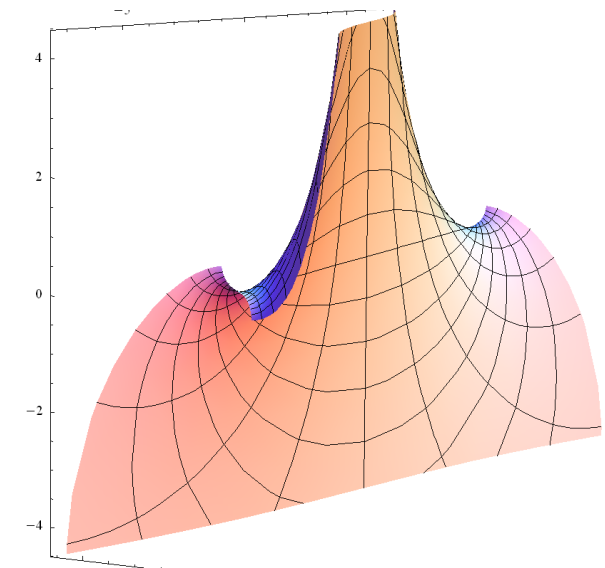


Рис. 6. Присоединённая минимальная поверхность, построен. по уравнениям (30)

Fig. 6. Associated minimal surface was built on the equations (30)

На поверхности закрытого тора ($r > R$) для каждого значения C также можно найти аналитическое описание четырёх семейств изотропных линий, причём каждой линии поставить в соответствие минимальную поверхность и присоединённую к ней. Образованные минимальные поверхности и присое-

единённые минимальные поверхности имеют общие метрические свойства и общие свойства кривизны поверхности.

ВЫВОДЫ

1. На поверхности тора, в каждом из трёх случаев $R = r$, $r < R$, $r > R$ отнесения к изометрической сетке, можно отыскать аналитическое описание четырёх семейств изотропных линий.

2. Каждой изотропной линии соответствует минимальная поверхность и присоединённая к ней.

3. Образованные минимальные поверхности и присоединённые минимальные поверхности имеют общие метрические свойства и общие свойства кривизны поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Pilipaka S.F. 2010.** Teoretychne vyznachennya kryvoi pererizu tsilindrychnoi vidbyvayuchoi poverhni deki lushchilnoi mashini / S. F. Pilipaka, V. N. Babka // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa.– Tom 12B. Lublin.– 102–108.
2. **Pilipaka S.F. 2013.** Konstruivovanie ploskih krivyh v polyarnoj sisteme koordinat za zadannymi svoystvami pri vrashchenii ih vokrug polusa / S. F. Pilipaka, V. N. Babka, T.N. Zaharova // An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery «MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture» / Polish academy of sciences, University of engineering and economics in Rzeszov.– Vol. 15, No 3. – Lublin – Rzeszov.– 163–170.
3. **Pilipaka S.F. 2013.** Forma osi neshymaemoy polosy pri eyo tolkanii po naklonnoy sherohovatoy ploskosti s postojannoy skorostju / S. F. Pilipaka, A.V. Nesvidomin, T.N. Zaharova // An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery «MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture» / Polish academy of sciences, University of engineering and economics in Rzeszov.– Vol. 15, No 4. – Lublin – Rzeszov.– 198–205.
4. **Pylypaka S.F. 2015.** Proektirovanie otvala pluga s lineychnoy poverhnosti po zadannoy geodezicheskoy linii – predelnoy traektorii dvizheniya plasta /S. F. Pylypaka, Ya. Kremetz, T. Kresan // An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery «MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture» / Polish academy of sciences, University of engineering and economics in Rzeszov.– Vol. 17, No 3. – Lublin – Rzeszov.– 104–118.
5. **Pilipaka S.F. 2010.** Doslidzhennya ruhu chastynky po vnutrishniy poverhni pohylogo tsilindra, shcho obertayetsya navkolo vlasnoi osi /S. F. Pilipaka, I. Yu. Grishchenko, T.S. Pilipaka // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa.– Tom 12B. Lublin.– 115–120.
6. **Federer H., Fleming W. H. 1960.** Normal and integral currents, Ann. of Math., 72, №3. – 458 – 520.
7. **Agalcev A.V. 1969.** Modelirovanie minimalnyh poverhnostey / A.V. Agalcev // Prikladnaya geometriya i inzhenernaya grafika.–Kiev: Budivelnyk. – №9.– 94–96.
8. **Mihaylenko V.E. 1978.** Konstruivovanie form sovremennyh arhitekturnykh sooruzheniy / V.E. Mihaylenko, S.N. Kovalyov. – Kiev: Budivelnyk. – 138.
9. **Abdushev A.A. 2009.** Proektirovanie nepologih obolochek minimalnoy poverhnosti / A.A. Abdushev, I.H. Miftahutdinov, P.P. Osipov // Izvestiya Kazanskogo gosudarstvennogo arhitekturno-stroitel'nogo universiteta. Stroitelnye konstrukcii, zdaniya i sooruzheniya. №2(12). – 86–92.
10. **Miftahutdinov I.H. 2009.** Obolochki minimalnoy poverhnosti v prirode i arhitekture. Kazan: ZAO «Novoe znanie». – 40.
11. **Pulpinskiy Ya.S. 2006.** Matemati-cheskoe modelirovanie obolochek vrashcheniya slozhnykh form: Avtoref. dis. kand. teh. nauk / Ya.S. Pulpinskiy. – Penza: Penzenskiy gosudarstvennyy universitet stroitelstva i arhitektury. – 20.
12. **Agalcev A.V. 1973.** Opredelenie tochechnogo karkasa minimalnoj poverhnosti metodom pravilnoy kosougolnoy setki / A.V. Agalcev, M.P. Sapagovas // Prikladnaya geometriya i inzhenernaya grafika. – Kiev: Budivelnyk. – №16. – 54–56.
13. **Kurek G.K. 1974.** Primer zadaniya minimalnoy poverhnosti lineynym karkasom / G.K. Kurek // Prikladnaya geometriya i inzhenernaya grafika. – Kiev: Budivelnyk. – №18.– 39–43.

- 14. Hwang, Jenn-Fang 1996.** A uniqueness theorem for the minimal surface equation // Pacific Journal of Mathematics. №176(2).– 357–364.
- 15. Romanova I.A. 2011.** N – Resheniya uravneniya minimalnykh poverhnostey / I.A. Romanova // Vestnik Volgogradskogo gos. universiteta. Ser. 1, Mat. Fiz.– №2(15).– 75–79.
- 16. Gatsunaev M.A. 2014.** O ravnomernoy shodimosti kusочно-lineynykh resheniy uravneniya minimalnoy poverhnosti / M.A. Gatsunaev, A.A. Klyachin // Ufimskiy matematicheskiy zhurnal.–Tom 6.–№16.–3–16.
- 17. Pylypaka S.F. 2006.** Minimalni poverhni, otrymani z izotropnykh kryvykh / S.F. Pylypaka, E.O. Chernyshova // Zbirnyk naukovykh prats KNUDT (spetsvyypusk): Dopovidi tretyoi krymskoi konferentsii «Geometrychne ta kompjuterne modeluvannja: energozberezhennja, ekologiya, dyzain». – K.: DOP KNUDT. – 40–45.
- 18. Pylypaka S.F. 2008.** Konstruyuvannya minimalnoi poverhni hvyntovym ruhom prostorovoi kryvoi / S.F. Pylypaka, I.O. Korovina // Prikladna geometriya ta inzhenerna grafika. Pratsi Tavriyskogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universytetu. – Tom 39. – Melitopol: TDATU. – 30–36.
- 19. Ausheva N.M. 2011.** Modeluvannya poverhon Bezje / N.M. Ausheva // Prikladna geometriya ta inzhenerna grafika. Pratsi / Tavriyskij derzhavnyj agrotehnologichnyj universytet. – Tom 50. – Melitopol: TDATU. – 105–109.
- 20. Mukvich M.M. 2015.** Konstruyuvannya minimalnykh poverhon za dopomogoyu izotropnoi kryvoi, yaka lezhyt na konusi / M.M. Mukvich // Mizhvuzivskij zbirnyk «Naukovi notatky». – Lutsk, vydavnytstvo Lutskogo natsionalnogo tehniknogo universytetu. – №48. – 155 – 158.
- 21. Finikov S.P. 1934.** Teoriya poverhnostey / Finikov S.P. – M. – L.: GTTI. – 206.
- 22. Nesvidomin V.N. 2014.** Sposob analiticheskogo otobrazheniya ploskih izobrazhenij na krivolijnnye poverhnosti / V.N. Nesvidomin, T.S. Pylypaka, T.S. Kremetz // An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery «MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture» / Polish academy of sciences, University of engineering and economics in Rzeszov.– Vol. 16, No 3. – Lublin – Rzeszov. – 58–65.

**CONSTRUCTION MINIMAL SURFACES
USING ISOTROPIC CURVES LYING
ON SURFACE OF A TORUS**

Summary. The research results of the developed method of constructing a continuous framework of minimal surfaces with isotropic curves lying on the surface of rotation, attributed to isometric grid coordinate lines. The choice of surfaces of rotation due to the simplification of analytical conditions for the transformation of the orthogonal coordinate lines to the isometric grid, an infinitesimally small cell where (network element) is a square. From the condition of equality to zero of the linear element surface of rotation obtained by parametric families of isotropic equation curves.

We have investigated the analytical description of the torus, attributed to isometric grid coordinate lines. Particular cases for an open torus (ring) and a closed torus. Using the equations of isotropic curves, lying on the surface of a torus, made up of parametric equations and minimal surfaces of associated minimal surfaces. The value of the mean curvature of minimal surfaces formed.

Using the developed method of constructing a continuous framework of minimal surfaces, proved that on the surface of a torus, in each of the three special cases for inclusion in the isometric, you can find an analytical description of the four families of isotropic lines. Each isotropic line corresponds to an minimal surface and associated to it. Associated minimal surfaces with an associated minimal surfaces have a common metric properties and general properties of the curvature of the surface.

The test of continuous geometric modeling method is commonly known advantages resulting from the definition of parametric equations of minimal surfaces in the form of elementary functions. This analytical description of minimal surfaces allows to take into account their differential characteristics, to explore different geometric properties of surfaces, refine and optimize existing engineering methods for designing technical surfaces forms and architectural designs.

Key words: torus, linear element of a surface, isotropic curve, minimal surface, mean curvature of a surface.

NONLINEAR POSITION-DEPENDENT CIRCUIT THEORY FOR DESCRIBING MOTIONS OF MACHINE-AGGREGATES WITH MECHATRONICS CONTROL SYSTEMS

Yuriy Chovnyuk, Igor Sivak

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: sivakim@ukr.net*

Summary. Dynamics and control of nonlinear mechanical systems, for example, such as machine-aggregates with mechatronic control systems, can be investigated more vividly and efficiently by using corresponding nonlinear position-dependent circuits that describe Lagrange's equations of motions and interactions with objects or/and task environments. Such expressions of Lagrange's equations via nonlinear circuits are indebted to lumped-parameter discretization of mechanical systems as a set of rigid bodies through equations of motion due to Newton's second law. This observation is quite analogous to validity of electrical circuits that can be derived as lumped-parameter versions of Maxwell's equations of electromagnetic waves. Couplings of nonlinear mechanical circuits of machine-aggregates with electrical circuit through actuator dynamics are also discussed. In such electromechanical circuits the passivity should be a generalization of impedance concept in order to cope with general nonlinear position-dependent circuits and play a crucial role in their related motion control problems. In particular, it is shown that the passivity as an input-output property gives rise to a necessary and sufficient characterization of H_∞ -tuning for disturbance attenuation of agricultural robotic systems, which can give another system-theoretic interpretation of the energy conservation law.

Key words: nonlinear, position, dependence, circuit theory, motions, machine-aggregates, mechatronics control systems.

INTRODUCTION

It is widely known as explained in many textbooks that there is an analogy between dynamics of a simple linear mechanical system of mass-damper-spring (MCK) and that of a

simple lumped-parameter linear electric circuit of inductor-resistor-capacitor (LRC) (Fig. 1).

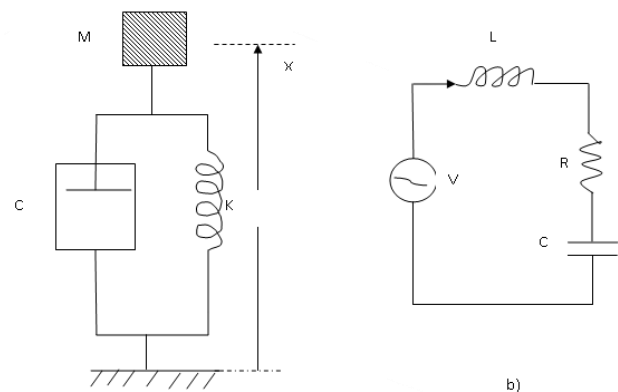


Fig. 1. Analogy between an (a) mass-damper-spring mechanical system and a (b) linear inductor-resistor-capacitor electric circuit

Nevertheless, dynamics of actual mechanical and mechatronics systems such as agricultural robot arms, mechanical hands and machine-aggregates systems have never been analyzed intensively based on their corresponding circuit-theoretic expressions although we don't know whether such circuits exist in general or not. Indeed, there is a dearth of papers that have discussed directly any possibility of expressing Lagrange's equation of motion for nonlinear mechanical systems (such as machine-aggregates with a mechatronics control systems) via lumped-parameter circuits like electric circuits. Conversely, there is a well-known approach called «Euler-Lagrange formalism» for analyzing electric circuits [1] and «Lagrange-Formalism» for discrete electromechanical systems [2]. More classically, there was a proposal for description of mechanical systems via a network called «bond graph» [3], [4]. This network approach has been extended to cope with nonlinear mechanical systems [5] and in particular to fruit in a simulation program package for multibody

agricultural robotic systems (for example, see [6]). However, the bond graph approach does not express because it is constructed on the basis of connections of physical entities. On the other hand, an electric circuit reflects the energy flow in the system, but generalization of the electric circuits to nonlinear dynamics has been quite limited so far thought in 1960's and 1970's many research works were carried out as found in the literature. In fact, only a limited class of circuits was investigate by introducing individually a few of single nonlinear elements like a nonlinear resistor, an inductor with nonlinear flux, and a nonlinear capacitor (for example, see [7], [8]).

This paper show fist that a mechanical system governed by Lagrange's equation of motion implies the existence of a nonlinear position-dependent circuit and its dynamics corresponds to that of the circuit. In such a nonlinear circuit the velocity vector can be regarded as the current vector that passes along a bundle of branches and flows into and out of such blocks with n inputs and n input and output terminals as kinetic inductor, resistor, virtual resistor, and gravity capacitor.

These linear or nonlinear blocks are considered to be operators that operate on a domain of velocity vectors and generate voltage drops. A nonlinear kinetic inductor can be regarded as a block with n inputs and n outputs being dependent on the position and retains a kinetic energy. A gravity capacitor is also dependent on the position and retains a potential energy.

Both Kirchhoff's current and voltage laws are valid to this class of nonlinear position-dependent circuits, corresponding to d'Alembert's principle. In addition, a new concert called «displacement capacitor» is introduced in order to cope with set-point control problems of nonlinear mechanical systems. The displacement capacitor can be interpreted as an extension of a mechanical spring. Thus, it is shown that a similar method to the direct-current analysis for electrical circuits can be applied for the stability analysis of set –point control without compensation for the gravity force. However, the proposed approach is not a simple extension of this analogy because mechanical circuits as a language for describing dynamics should have more flexible syntax and general context to cope

with various nonlinearities in electromechanical systems and three underlying physical variables «velocity», «torque» and «position» differently from electric circuits that have only two kinds of underlying physical variables «current» (corresponding to «velocity») and «voltage» (corresponding to «torque»). A physical variable «electric charge» appears as an integral of «current» in time in electric circuits like «position» as an integral of «velocity» in time, but a vector of position variables signifies a real configuration of the system in space. Hence, a kinetic inductor is a genuinely new concert of inductor that is dependent on not only “velocity” but also “position”, that is, the inductance operator that induces «voltage drop» depends on the present configuration of the system.

In this paper, we fist introduce definitions of elementary blocks that may constitute a mechanical circuit and show a few examples of nonlinear position-dependent circuits that express Lagrange's equations of motion of mechatronics systems. Secondly, we deal with coupling of the motion of a robot arm driven by a set of voltage-controlled de motors as joint actuators with a set of linear armature electric circuits. Thirdly, we tread the most fundamental problems of set-point position control of robot arms with or without compensation of gravity forces from the passivity viewpoint. In particular, we present a necessary and sufficient characterization of H_∞ -tuning of a proportional derivative (PD) control with off-line gravity compensation in the sense of disturbance attenuation. In all cases, the passivity as a system-theoretic input-output property plays a crucial role, which also characterizes the sufficient condition for H_∞ -tuning in most cases. This in turn means that the H_∞ -tuning for mechatronics systems in the sense of disturbance attenuation can be interpreted as another characterization of «energy preservation law». Thus, a nonlinear position-dependant circuit is an energy-based expression of the dynamics and at the same time expresses the motion itself. Hence, nonlinear position-dependent circuits can be considered to be another language for description of motions of nonlinear mechanical and machine-aggregates mechatronics systems. In the concluding section, we finally discuss future research

directions of the proposed approach based on nonlinear position-dependent circuits.

ELEMENTARY BLOCKS CONSTITUTING CIRCUITS

Consider a block, into and out of which a bundle of n physical variables $q=(q_1, \dots, q_n)$ flows like a vector of n electrical currents (Fig. 2). For a mechanical system consisting of a series of n rigid links connected through n joints (Fig. 3), q_i stands for the angular velocity at joint i if the joint is of revolute-type or does for the velocity if it is prismatic. According q_i denotes the angle or the linear position and hence $\dot{q}_i=dq_i/dt$. We introduce several kinds of elementary blocks with corresponding physical properties in the following way:

1) Resistance block: This is a block that induces the torque/force vector Rq like a vector of voltage drops, where R is an $n \times n$ symmetric nonnegative definite matrix [Fig. 4(a)].

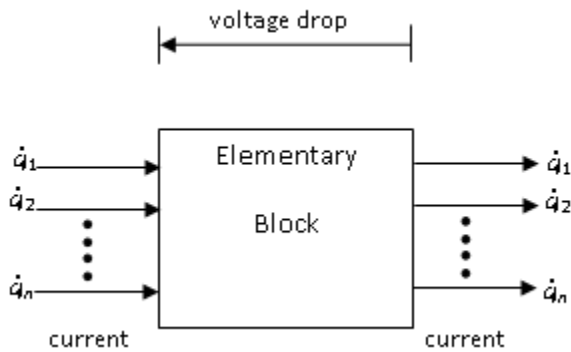


Fig. 2. Elementary block of nonlinear position-dependent circuits

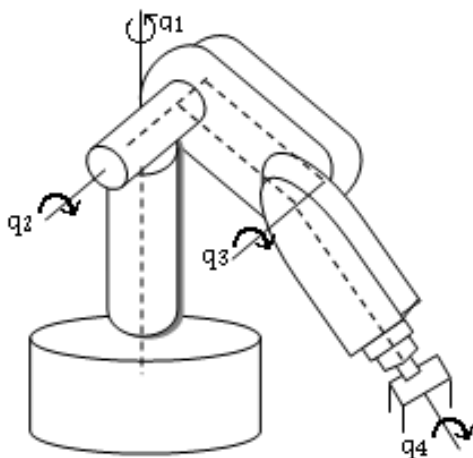


Fig. 3. Anthropoid manipulator with revolute-type joints

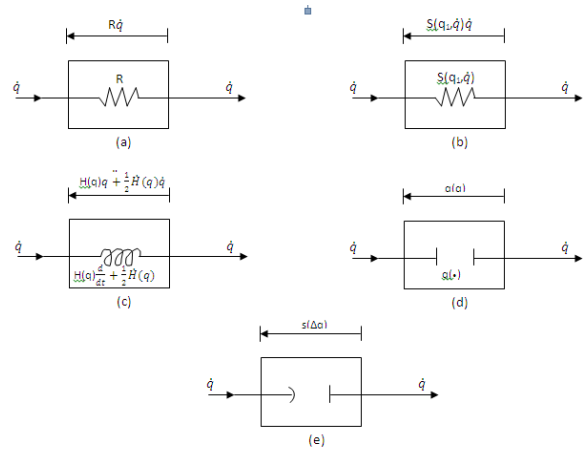


Fig. 4. Elementary blocks of nonlinear position-dependent circuits. (a) Resistance block. (b) Virtual-resistance block. (c) Kinetic-inductance block. (d) Gravity-capacitance block. (e) Displacement-capacitance block

2) Virtual-resistance block: This is a block that induces the torque/force vector $S(q, \dot{q})$, where $S(q, \dot{q})$ is an $n \times n$ skew symmetric matrix dependent on q and \dot{q} [Fig. 4(b)].

3) Kinetic-inductance block: This induces the torque/force vector

$$\left\{ H_{(q)} \frac{d}{dt} + \frac{1}{2} \dot{H}_{(q)} \right\} \dot{q} = \left[H_{(q)} \dot{q} + \frac{1}{2} \dot{H}_{(q)} \dot{q} \right] \quad (1)$$

where $H_{(q)}$ is an $n \times n$ symmetric positive definite matrix dependent on position q [Fig. 4 (c)].

4) Gravity-capacitance block: This induces the torque-force vector $q(q)$ that is an n -dimensional vector-valued function of position q [Fig. 4(d)].

5) Displacement-capacitance block: This induces the torque-force vector $s(\Delta q) = [s_1(\Delta q_1), \dots, s_n(\Delta q_n)]^T$, where $q_d = (q_{d1}, \dots, q_{dn})^T$ is a given target position, $\Delta q = q - q_d$, $\Delta q_i = q_i - q_{di}$ ($i=1, \dots, n$) and each $s_i(\cdot)$ is a linear or nonlinear function satisfying,

$$s_i(0) = 0$$

and

$$\Theta s_i(\Theta) > 0 \text{ for } \Theta \neq 0. \quad (2)$$

[Figs. 4(e) and 5].

6) Current (angular velocity)-source or voltage (torque)-source: This is a source that can generate the specified current (angular velocity) flow [Fig. 6(a)] or maintains the specified voltage (torque/force) between two terminals [Fig. 6(b)].

Furthermore, it should be interpreted that: 1) a resistance block with resistance R (an $n \times n$ symmetric nonnegative definite matrix) induces

the energy consumption rate $\dot{q}^T R \dot{q}$, 2) a virtual-resistance block induces none of energy consumption because the inner product of \dot{q} with $S(q, \dot{q}) \dot{q}$ vanishes due to the skew symmetry of $S(q, \dot{q})$, 3) a kinetic-inductance bloc retains the kinetic energy $K(q, \dot{q}) = \frac{1}{2} \dot{q}^T H(q) \dot{q}$ likely as an inductor retains magnetic energy in an electric circuit, and 4) a gravity-capacitance block retains the potential energy $P(q)$ where $q_i(q) = \partial P(q) / \partial q_i, i=1, \dots, n$. All nonlinear blocks from b)-d) and a linear resistance block a) can be dependent on the same and common position q if they are connected in series (Fig. 7). To illustrate this, consider again the robotic arm depicted in Fig. 3. As was already known, the Lagrange equation of motion of the system is described by

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial}{\partial \dot{q}} L(q, \dot{q}) \right\} - \frac{\partial}{\partial q} L(q, \dot{q}) = F \quad (3)$$

where: $L(q, \dot{q}) = K(q, \dot{q}) - P(q), K(q, \dot{q}) [= \frac{1}{2} \dot{q}^T H(q) \dot{q}]$.

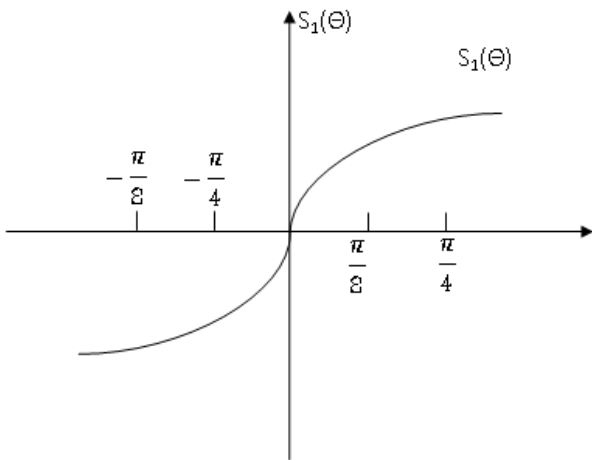


Fig. 5. Gradient of a potential

Denotes the kinetic energy, $P(q)$ denotes the potential energy, and F does the generalized force vector whose i th component stands for a torque generated by an actuator at joint i . In detail, (3) can be written as

$$H(q)\ddot{q} + \dot{H}(q)\dot{q} - \frac{\partial}{\partial q} K(q, \dot{q}) + \frac{\partial}{\partial q} P(q) = F. \quad (4)$$

Further, note that (3) can be expressed as

$$\left\{ H(q) \frac{d}{dt} + \frac{1}{2} \dot{H}(q) \right\} \dot{q} + S(q, \dot{q}) \dot{q} + q(q) = F \quad (5)$$

Where

$$S(q, \dot{q}) \dot{q} = \frac{1}{2} \left\{ H(q) \dot{q} - \frac{\partial}{\partial q} \dot{q}^T H(q) \dot{q} \right\}. \quad (6)$$

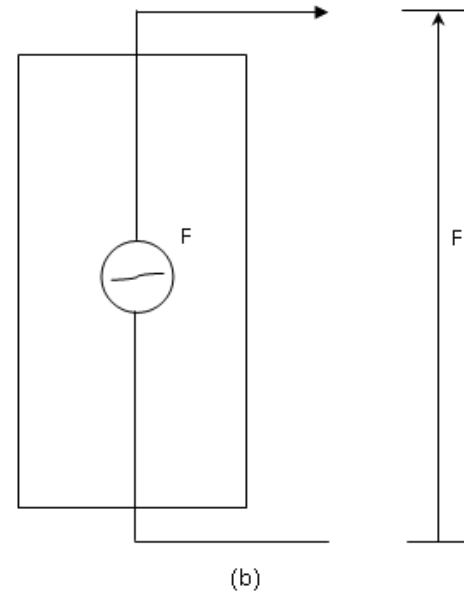
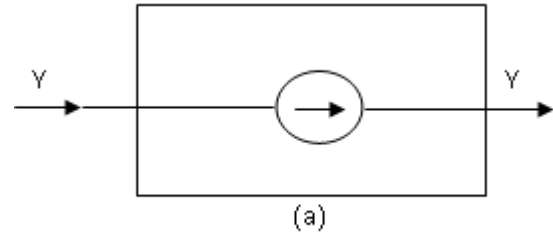


Fig. 6. Sources of nonlinear position-dependent circuits. (a) Current source. (b) Voltage source

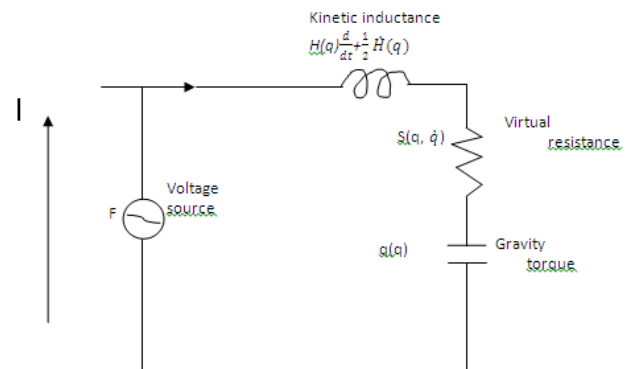


Fig. 7. Nonlinear circuit that expressed Lagrange's equation of motion

It is well known that $S(q, \dot{q})$ becomes skew-symmetric (see [9]).

Now, applying Kirchhoff's voltage law for the circuit of Fig. 7 leads to (5). Thus, the Lagrange equation of motion for the system of Fig. 3 is now represented by the nonlinear position-dependent circuit depicted in Fig. 7 [corresponding to (5)].

Finally, it should be remarked that a displacement-capacitor can be interpreted as a

generalization of “mechanical spring” since each component $s_i(\Delta q_i)$ of $s_i(\Delta q)$ plays a role of restoring force, which can be described by a linear or nonlinear function of displacement Δq_i . Further, a virtual resistance block characterized by a skew-symmetric matrix $S(q, \dot{q})$ can be regarded as a generalization of gyrators in electric circuits.

PASSIVITY ANALYSIS OF NONLINEAR CIRCUITS

Impedance or admittance is an essential concept of linear electric circuits, that is defined as a ratio of Fourier-transformed input and output. As to Fig.1(b). admittance $G(i\omega)$ between input voltage V and output current I is defined as $G(i\omega)=I(i\omega)/V(i\omega)=[L_{i\omega}+R+(C_{i\omega})^{-1}]^{-1}$, where $I(i\omega)$ and $V(i\omega)$ signify the Fourier transform of $I(t)$ and $V(t)$ respectively, provided that both the inductor L and the capacitor C retain zero energy at $t=0$. Similarly, mechanical impedance concerning the mass-damper-spring system between input force F and output velocity $\dot{x}(=\frac{dx}{dt})$ is defined as $G(i\omega)=i\omega[M(i\omega)^2+C(i\omega)+K]^{-1}=[M_{i\omega}+C+K(i\omega)^{-1}]^{-1}$. However, the concept of impedance or admittance is not effective in general in analyzing nonlinear dynamics like (4), because Fourier and Laplace transforms can not be applied for describing input-output relations of that dynamics. It is however fortunate that, according to Anderson [10], passivity of system dynamics is the alternative expression of impedance or admittance, which is defined as [for example, in the case of Fig. 1(b)]:

$$\int_0^t I(\tau)V(\tau)d\tau = E(t) - E(0) + \int_0^t RI^2(\tau)d\tau, \quad (7)$$

$$\geq -E(0),$$

$$= -\gamma.$$

Where $E(t)=\{L\dot{q}^2(t)+C^{-1}q^2(t)\}/2$ and $dE(t)/dt=I(t)$. In the case of nonlinear dynamics (5), we obtain the following relation by taking an inner product of (5) by \dot{q} and taking an integration of the product over $\tau [0,t]$:

$$\int_0^t \dot{q}^T(\tau)F(\tau)d\tau = E(t) - E(0), \quad (8)$$

$$\geq -E(0),$$

$$= -\gamma_0^2.$$

Where \dot{q}^T stands for the transpose of \dot{q} and

$$E(t)=\frac{1}{2}\dot{q}^T(t)H[q(t)q(t)] + P[q(t)]. \quad (9)$$

Since the constant term of potential $P(q)$ can be taken arbitrarily, we set $\inf_q P(q)=0$ provided that all joints of the system are rotational. Then, $E(t)$ is nonnegative definite and hence $E(0)=\gamma_0^2$, which asserts the second inequality in (8). Suggested by this observation, we generally define the passivity of nonlinear dynamics. Suppose that a nonlinear dynamics with input u is given and output y associated with the dynamics is specified. If this input—output pair $\{u,y\}$ satisfies

$$\int_0^t y^T(\tau)u(\tau)d\tau \geq -\gamma_0^2. \quad (10)$$

For any $t \geq 0$ where γ_0^2 depends only on the system state at $t=0$, then it is said that the pair satisfies the passivity.

Now, consider first a setpoint position control problem and let us discuss three types of servo-loop for robotic systems described respectively by:

$$F=q(q_d)-A\Delta q-B\dot{q}+u \quad (11)$$

$$F=-A\Delta q-B\dot{q}-C\int_0^t y(\tau)d\tau, \quad (12)$$

$$F=-A\Delta q-B\dot{q}+Z(q_d)\hat{\Theta}-\beta y+u \quad (13)$$

Where q_d is a given desired target position, $\Delta q=q-q_d$, and y and $\hat{\Theta}$ are defined respectively as follows:

$$y=\dot{q} + \alpha s(\Delta q), \quad (14)$$

$$\hat{\Theta}(t)=\hat{\Theta}(0)-\int_0^t \Gamma^{-1}Z^T(q_d)y(\tau)d\tau \quad (15)$$

where we intentionally make $s(\Delta q)$ composed of saturated function $S_i(\Delta q_i)$, $i=1, \dots, n$, as shown in Fig. 5 (see Arimoto [11]). The servo-loop of (11) is called a PD feedback with off-line gravity force compensation, that of (12), a saturated-proportional, integration and differentiation (SP-ID) feedback, since each component of $s(\Delta q)$ is saturated, and that of (13), an adaptive PD control. It is implicitly assumed in all cases that A , B , and C are positive definite diagonal matrices, $\beta \geq 0$ is a scalar constant, and $\hat{\Theta}$ an estimate of Θ , a vector of link masses, i.e., $\Theta=(m_1, \dots, m_n)^T$. If the gravity term $q(q_d)$ at the desired posture cannot be evaluated exactly because of uncertainty of link masses, it is then possible to use the fact that link masses appear linearly in the gravity term $g(q)$ and therefore $g(q)$ can be expressed as

$$g(q)=Z(q)\Theta, \quad (16)$$

where $Z(q)$ is an $n \times n$ matrix called the gravity regressor. Note that, instead of real-time computation of $Z[q(t)]$ as in (16), the adaptive PD control defined by (13)-(15) uses only a

constant regressor $Z(q_d)$ that can be computed off-line. Among these three servo-loops the SP-ID feedback must be the simplest because each servo-loops at i th joint can be independently and distributively implemented since A , B , and C are diagonal and each component of $s(\Delta q)$ depends only on its corresponding position error, i.e., $s_i(\Delta q) = s_i(\Delta q_i)$ for $i=1, \dots, n$.

Fist consider the PD feedback with off-line gravity compensation. Substituting (11) into (5) yields

$$\left\{ H(q) \frac{d}{dt} + \frac{1}{2} \dot{H}(q) \right\} \dot{q} + \{ S(q, \dot{q}) + B \} \dot{q} + q(q) - q(q_d) + A\Delta q = u \quad (17)$$

This dynamics is expressed by the circuit depicted in Fig. 8. Since the potential $P(q)$ can be expressed as a combination of trigonometric functions of components of q , its

Hessian $G(q) = [\partial^2 P(q) / \partial q_i \partial q_j]$ it also a combination of trigonometric functions of components of q . There fore, there exists a constant matrix $A > 0$ that satisfies

$$\frac{1}{2} \Delta q^T A \Delta q + P(q) - P(q_d) - \Delta q^T g(q_d) \geq \alpha \|\Delta q\|^2 \quad (18)$$

for all q and a fixed small constant $\alpha > 0$. Then, as already pointed out by [12], it follows from taking an inner product between \dot{q} and (17) and an integration of it over $[0, t]$ that

$$\int_0^t \dot{q}^T(\tau) u(\tau) d\tau = E(t) - E(0) + \int_0^t \dot{q}^T(\tau) B \dot{q}(\tau) d\tau, \quad (19)$$

where

$$E(t) = \frac{1}{2} \dot{q}^T(t) H[q(t)] \dot{q}(t) + P[\dot{q}(t) - P(q_d) - \Delta \dot{q}^T(t) g(q_d) + \frac{1}{2} \Delta q^T(t) A \Delta q(t). \quad (20)$$

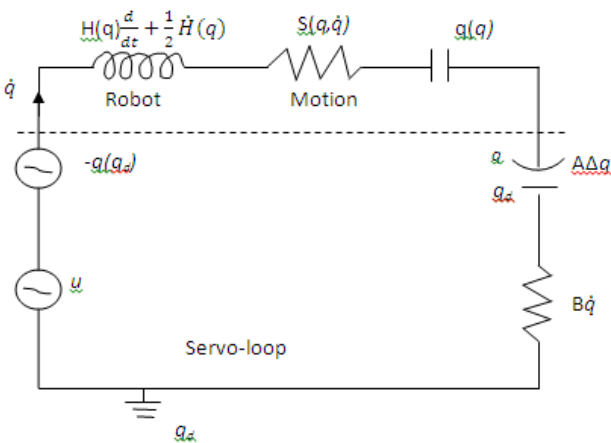


Fig. 8. The input-output $\{u, \dot{q}\}$ satisfies the passivity

Since E is positive definite in Δq and \dot{q} , (19) means (10) with $y = \dot{q}$. That is,

Property 1: The input-output pair $\{u, \dot{q}\}$ of the circuit depended in Fig. 8 satisfies the passivity.

It is well know [13] that the target state ($q = q_d, \dot{q} = 0$) of the closed-loop system of (17) with $u = 0$ is globally asymptotically stable, which was proved with the aid of LaSalle's invariance theorem. The meaning of this result can be tractable from the direct-current analysis of the circuit depicted in Fig.8. In this circuit, $u = 0$ and where desired target q_d is a set earth. Since the voltage of the source is constant, the current tends to vanish as $t \rightarrow \infty$, which means that the sum of voltage drops through the capacitance blocks and the source, that is $\{g(q) - g(q_d) + A\Delta q\}$, must tent to vanish. Therefore, If $A > 0$ is large enough satisfying inequality

$$\Delta q^T \{g(q) - g(q_d)\} + \Delta q^T A \Delta q \geq \alpha \|\Delta q\|^2 \quad (21)$$

with a specified small $\alpha > 0$ as well as inequality (18), then $\Delta q(t)$ must tend to vanish.

Secondly consider the SP-ID feedback defined by (12) that can avoid the calculation of the gravity force. In relation to this, we consider the passivity of the pair $\{u, y = \dot{q} + \alpha s(\Delta q)\}$ concerning the dynamics of (17), which corresponds to the passivity of input torque u (voltage input) and velocity y (current output) of the circuit depicted in Fig. 9.

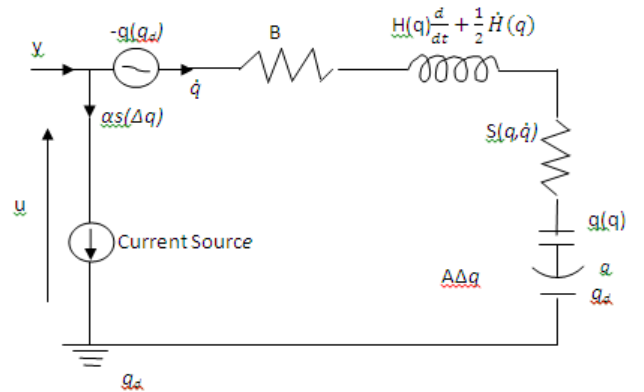


Fig. 9. A saturated position feedback is imlemented as a current source so that the input-output pair $\{u, y\}$ satisfies the passivity

According to Arimoto [11], [14], it follows that:

Property 2: There is a number $\alpha_0 > 0$ such that the pair $\{u, y = \dot{q} + \alpha s(\Delta q)\}$ for any fixed α satisfying $\alpha_0 \geq \alpha > 0$ concerning (17) satisfies the passivity.

Owing to this property, the SP-ID feedback of (12) can be interpreted as a negative hyperstable feedback connection of the nonlinear passive dynamics with a linear passive system with transfer function $G(s)=(1/s)C$ [Fig. 10(a)]. Therefore, Popov's hyperstability [15] suggests the following:

Property 3: There exists a number $\alpha_0 > 0$ such that the SP-ID feedback defined by (12) for any fixed $\alpha (\alpha_0 \geq \alpha > 0)$ leads to the global asymptotic stability of the equilibrium state ($q = q_d, \dot{q} = 0$) concerning the closed-loop dynamics:

$$\left\{ H(q) \frac{d}{dt} + \frac{1}{2} \dot{H}(q) \right\} \dot{q} + \{ S(q, \dot{q}) + B \} \dot{q} + g(q) + A \Delta q + C \int_0^t y(\tau) d\tau = 0, \quad (22)$$

where $y = \dot{q} + \alpha s(\Delta q)$.

Note that the above dynamics can be expressed by the circuit depicted in Fig. 10(b).

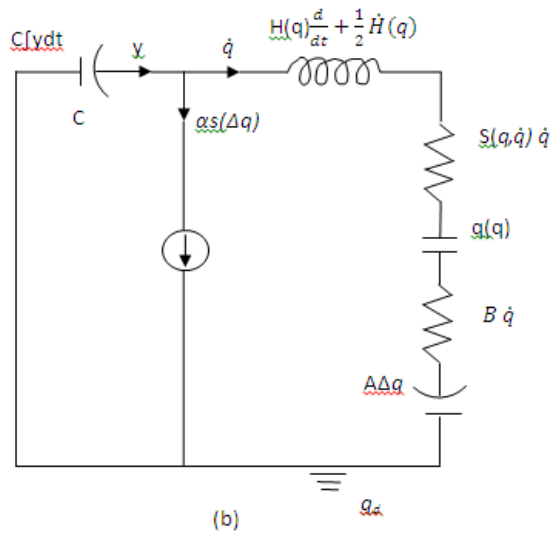
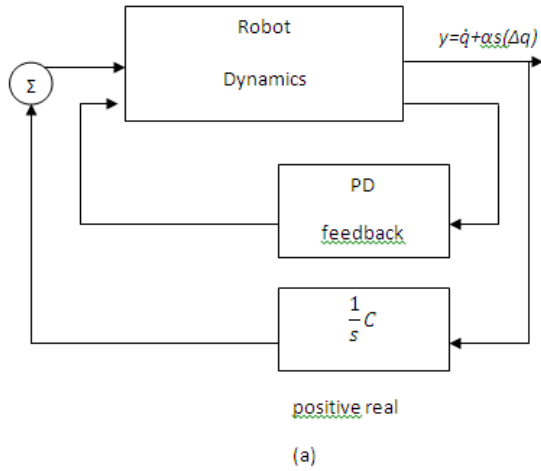


Fig. 10. (a) Negative feedback connection of a nonlinear hyperstable system with a linear positive real system. (b) A nonlinear position-dependent circuit that exhibits the closed-loop system of (22)

A rigorous proof of Property 3 was given by Arimoto [11]. However, from the circuit-theoretic viewpoint it is easy to see that as $t \rightarrow \infty$ the current through the displacement capacitor accumulates in that block and its integration tends to the value in such a manner

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \int_0^t y(\tau) d\tau = -g(q_d), \quad (23)$$

which just withstands the desired gravity force $g(q_d)$ at the gravity capacitor block.

Thirdly, consider the adaptive PD control defined by (13)-(15). Substituting (13) into (5) yields

$$\left\{ H(q) \frac{d}{dt} + \frac{1}{2} \dot{H}(q) \right\} \dot{q} + \{ S(q, \dot{q}) + B \} \dot{q} + Z(q_d) \Delta \theta + g(q) - g(q_d) + A \Delta q + \beta y = u, \quad (24)$$

where $\Delta \theta = \theta - \hat{\theta}$. Similarly to the argument developed in [16], it is possible to state:

Property 4: There is a number $\alpha_0 > 0$ such that the adaptive PD control defined by (13) for any fixed α satisfying $\alpha_0 \geq \alpha > 0$ gives rise to the passivity of the pair $\{u, y\}$ concerning (24) and to the global asymptotic stability of the equilibrium state ($q = \hat{q}_d, \dot{q} = 0$) concerning (13) with $u = 0$, (14) and (15).

A slightly weaker version of this stability property was first presents by Tomei [17] and analyzed in detail by Kelly [18]. Note that (24) can be expressed by a nonlinear circuit depicted in Fig. 11. It is interesting to see that the gravity regressor plays a role of displacement capacitor because, according to (15), the term $Z(q_d) \Delta \theta$ can be expressed as

$$Z(q_d) \hat{\theta}(t) = Z(q_d) \hat{\theta}(0) - C \int_0^t y(\tau) d\tau, \quad (25)$$

where $C = Z(q_d) \Gamma^{-1} Z^T(q_d)$.

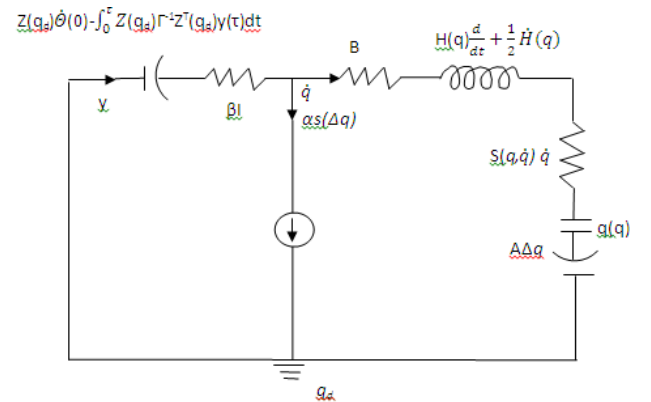


Fig. 11. Nonlinear circuit of robot dynamics with a controller satisfying the global asymptotic stability without compensating the gravity term

COUPLING OF MECHANICAL CIRCUITS
WITH ELECTRONIC CURCUITS

We consider coupling of mechanical motion of a robot arm with a set of electronic circuits of joint actuators. Consider a voltage-controlled dc servo-motor depicted in Fig. 12(a). The dynamic equation of the armature circuit corresponding to the i th joint actuator can be expressed in the form

$$L_i \dot{I}_{ai} + R_i I_{ai} + K_{bi} \dot{\theta}_i = v_i, \quad i=1, \dots, n \quad (26)$$

where L_i , R_i , I_{ai} , K_{bi} , and v_i denote the armature inductance, armature resistance, armature current, constant of motor back electromotive force, and armature voltage of the motor armature circuit. We denote the transmission gear ratio $n_i:1$ from the motor shaft angle to the joint angle by a number $r_i (=1/n_i)$ and assume that arm link is sufficiently stiff to be considered as rigid and hence $r_i \dot{\theta}_i = \dot{q}_i$, where q_i denotes the i th component of position coordinates q of the arm [Fig. 12(b)].

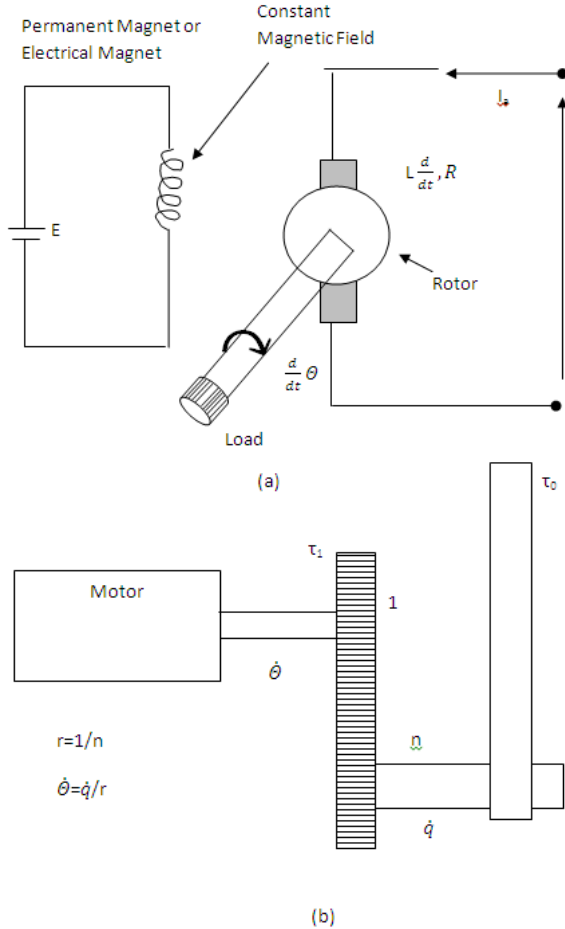


Fig. 12. (a) A dc servo-motor. (b) A transmission gear with redactor ratio $1:n$ is attached at motor shaft

On the other hand, the torque generated from the i th joint motor is equivalent to $K_{\tau i} I_{ai}$, where $K_{\tau i}$ denotes the torque constant. According to the d'Alembert principle, the torque $K_{\tau i} I_{ai}$ is equal to load due to inertia moment and damping from the motor side itself and the i th contribution $r_i F_i$ of the motion of the arm, where F_i denotes the i th component of F in (5). This can be expressed as

$$NK_{\tau} I_a = F + H_0 \dot{q} + B_0 \ddot{q} = \{H_0 + H(q)\} \ddot{q} + \left\{ \frac{1}{2} \dot{H}(q) + B_0 + S(q, \dot{q}) \right\} \dot{q} + g(q) \quad (27)$$

where $N = \text{diag}(r_1^{-1}, \dots, r_n^{-1})$, $K_{\tau} = \text{diag}(K_{\tau 1}, \dots, K_{\tau n})$, $H_0 = \text{diag}(J_{m1} r_1^{-2}, \dots, J_n r_n^{-2})$, $B_0 = \text{diag}(b_{m1} r_1^{-2}, \dots, b_{nm} r_n^{-2})$ provided that all joints are driven by such voltage-controlled dc servo-motors.

Now, the nonlinear position-dependent circuit governed by (27) can be coupled with the linear electric circuit governed by (26). Since $r_i \dot{\theta}_i = \dot{q}_i$ for $i=1, \dots, n$ and in principle the motor torque constant $K_{\tau i}$ is equivalent to the constant K_{bi} of back electro-motive force, the circuit of the total dynamics can be depicted in Fig.13, where coupling between the mechanical nonlinear circuit and electrical armature circuit is realize by a "transformer" at the velocity level.

The voltage drop (torque) inductance by the transformer at the side of mechanical motion is equivalent to $-NK_{\tau} I_a$ (proportional to the current vector I_a) and the actual voltage drop induced by the transformer at the armature circuit is considered to be equivalent to the voltage $NK_{\tau} \dot{q}$ induced by the back electro-motive force.

According to (26) and $K_{\tau i} = K_{bi}$ the set of armature circuit can be described in the following form:

$$L_a \dot{I}_a + R_a I_a + NK_{\tau} \dot{q} = u \quad (28)$$

where $I_a = (I_{a1}, \dots, I_{an})^T$, $v = (v_1, \dots, v_n)^T$, $L_a = \text{diag}(L_1, \dots, L_n)$, and $R_a = \text{diag}(R_1, \dots, R_n)$.

At this stage it is natural to expect that the input and output pair $\{v, I_a\}$ for the total circuit of Fig. 13 may satisfy the passivity. In fact, it is possible to show the validity of this property by taking inner products between (28) and I_a and between (27) and \dot{q} and summing up these two resulting quantities, which results in the form

$$I_a^T u = \frac{d}{dt} \left[\frac{1}{2} I_a^T L_a I_a + \frac{1}{2} \dot{q}^T \{H_0 + H(q)\} \dot{q} + P(q) \right] + I_a^T R_a I_a + \dot{q}^T B_0 \dot{q} \quad (29)$$

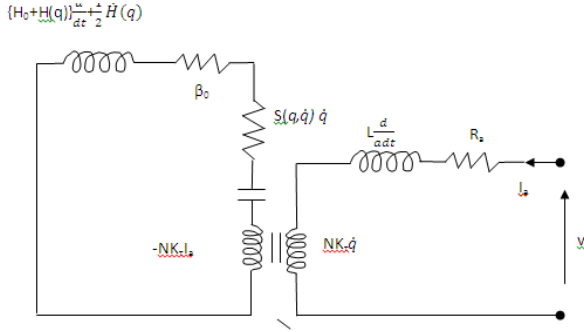


Fig. 13. The transformer connects the motion of a nonlinear mechanical system with a set of linear electrical circuit. The input-output pair $\{u, I_a\}$ satisfies the passivity

Since it is possible to choose a constant term of the potential $P(q)$ so that $\min_q P(q)=0$, it follows from (29) that

$$\int_0^t I_a^T(\tau) v(\tau) d\tau \geq -E(0) = -\gamma_0^2 \quad (30)$$

where $E(0)$ denotes a nonnegative quantity at $t=0$ of the total energy defined by the inside the square bracket in (29). A setpoint control problem for the total system will be easily solved by taking advantage of this passivity property though the total system seems more complicated with $3n$ state variables (q, \dot{q}, I_a) . This has been treated in [16].

DISTURBANCE IN A SENSE OF H_∞ CONTROL

In this section, we treat a special case when the inductance matrix L_a is small enough in comparison R_a so that the first term of (28) can be ignored in the armature circuit dynamics. Then, (28) can be rewritten in the form

$$NK_\tau I_a = F - \bar{B}_0 \dot{q}, \quad (31)$$

where $F = NK_\tau R_a^{-1} v$ and $\bar{B}_0 = NK_\tau R_a^{-1} N K_\tau$. Substituting (31) into (27) yields.

$$\{H_0 + H(q)\} \ddot{q} + \left\{ \frac{1}{2} \dot{H}(q) + B_1 + S(q, \dot{q}) \right\} \dot{q} + q(q) = F, \quad (32)$$

where $B_1 = B_0 + \bar{B}_0$. We implicitly assume the exact knowledge on N, K_τ and R_a and thereby the input F can be composed of the input voltage v though $F = NK_\tau R_a^{-1} v$. Further, we must bear in mind that there are other nonlinear frictional forces that cannot be described and hence cannot be included in (32). Therefore, if we consider a PD feedback with gravity comparison by (11) and a closed-loop system [obtained by substituting (11) into (32)]

$$\{H_0 + H(q)\} \ddot{q} + \left\{ \frac{1}{2} \dot{H}(q) + S(q, \dot{q}) + \bar{B} \right\} \dot{q} + g(q) - g(q_d) + A \Delta q = u = h(\Delta q, \dot{q}) + \Delta u, \quad (33)$$

where $\bar{B} = B_1 + B$, then extra input u must be sum of unknown but structured frictional forces $h(\Delta q, \dot{q})$ and another genuine disturbance Δu as described in (33). It should be also remarked that a position feedback of time delay $A \Delta q(t - \Delta t)$ induces a positive velocity feedback in such a way that

$$-A \Delta q(t - \Delta t) \cong -A \Delta q(t) + \Delta t A \dot{q}(t). \quad (34)$$

Since such a positive velocity feedback much be taken into account in the structured disturbance $h(\Delta q, \dot{q})$, we suppose a class of structured disturbance satisfying

$$y^2 \int_0^t h[\Delta q(\tau), \dot{q}(\tau)] \dot{q}(\tau) d\tau \leq \int_0^t \|\dot{q}(\tau)\|^2 d\tau. \quad (35)$$

for a fixed γ^2 and any $t > 0$

Definition 1: If the input-output pair $\{\Delta u, \dot{q}\}$ concerning the system of (33) satisfies the passivity for any structured disturbance $h(\Delta q, \dot{q})$ satisfying (35), then it is said that it satisfies the passivity with margin γ^2 .

At the same time, we are concerned with the performance of disturbance attenuation in general in the sense of L^2 norm of the output \dot{q} versus that of the total disturbance u in (33) over any time interval $[0, t]$.

Definition 2: Assume that $q(0) = q_d$ and $\dot{q}(0) = 0$. If for a fixed $\gamma^2 > 0$ and any time interval $[0, t]$ in hold that

$$b_0 \int_0^t \|\dot{q}(\tau)\|^2 d\tau \leq \gamma^2 \int_0^t \|u(\tau)\|^2 d\tau, \quad (36)$$

then we say that the system described by (33) establishes the H_∞ -turning with level γ^2 . Here in (36) b_0 is defined as $b_0 = \text{minimum eigenvalue of } \bar{B}, [b_0 = \lambda_m(\bar{B})]$.

The most important result concerning these two concepts can be stated in the following four theorems proved in [19-25].

Theorem 1: A necessary and sufficient condition for the system of (33) to satisfy the passivity with margin γ^2 and to establish the H_∞ -tuning with level γ^2 simultaneously is that

$$\gamma^2 \leq b_0 [\lambda_m(\bar{B})], \quad (37)$$

provided that $A > 0$ is chosen to satisfy (18) and (21) with a specified small $a > 0$.

This theorem presents a physical interpretation that if the energy dissipation rate $\dot{q}^T \bar{B} \dot{q}$ has a margin beyond $\gamma^2 \|\dot{q}\|^2$ for any

\dot{q} them the H_∞ -tuning is established. This is valid for the nonlinear dynamics of (33) in a global sense. Another noteworthy feature of Theorem 1 is that the sufficient condition for establishment of the H_∞ -tuning is expressed in a very simple form, which need neither solve any of Riccati's matrix equation [19] nor use solution to Hamilton-Jacobi-Issacs equation [20]-[24]. Readily from the proof of the necessity part of Theorem 1 the following result follows.

Theorem 2: As for the position-dependent circuit depicted in Fig.14, the input-output pair $\{\Delta u, \dot{q}\}$ satisfies the passivity if and only if $\gamma^2 \leq b_0 [= \lambda_m(\bar{B})]$, provided that $A > 0$ is large enough satisfying (18) and (21) simultaneously with a specified small $a > 0$.

Theorem 3: If $a > 0$ satisfies

$$\bar{B} > a\bar{c}_0 I,$$

and

$$\bar{B} > \alpha \lambda_M C^{-1}, \quad (38)$$

where λ_M denotes the maximum eigenvalue of $\{H_0 + H(q)\}$ for all q and $C = \text{diag}(c_1, \dots, c_n)$, then the input-output pair $\{u, y\}$ of the closed-loop system

$$\{H_0 + H(q)\}\ddot{q} + \frac{1}{2}\dot{H}(q) + S(q, \dot{q}) + \bar{B}\dot{q} + g(q) - Z(q_d)\hat{\Theta} + A\Delta q + \beta y = u, \quad (39)$$

satisfies the passivity, that is

$$\int_0^t y^T(\tau)u(\tau)dt = E(t) - E(0) + \int_0^t \{W[q(\tau), \dot{q}(\tau)] + \beta \|y(\tau)\|^2\}d\tau, \quad (40)$$

where $E(t) \geq 0$ and $W(\Delta q, \dot{q})$ is positive definite in Δq and \dot{q} , $y = y(\tau)$.

The total energy $E(t)$ in the above equation can be described in details as follows:

$$E(\Delta q, \dot{q}, \Delta \Theta) = \frac{1}{2} \dot{q}^T \{H_0 + H(q)\} \dot{q} + \frac{1}{2} \Delta q^T A \Delta q + P(q) - P(q_d) \Delta q^T q(q_d) + a \sum_{i=1}^n \bar{b}_i S_i(\Delta q_d) + a S^T(\Delta q) \{H_0 + H(q)\} \dot{q} + \frac{1}{2} \Delta \Theta^T \Gamma \Delta \Theta, \quad (41)$$

where \bar{b}_i denotes the i th diagonal component of \bar{B} . After several maneuvering of the robot arm the estimate $\hat{\Theta}$ of unknown parameters is expected to converge to the true value Θ . Therefore, if we assume that, at $t=0$, $q(0)=q_d$, $\dot{q}(0)=0$, and $\Delta \Theta(0)=0$, then it is possible to assert the H_∞ turning in a sense of disturbance attenuation concerning the system described by (39).

Theorem 4: Under the initial conditional mentioned above, a sufficient condition for the closed-loop system of (39) with output

$y [= \dot{q} + a s(\Delta q)]$ to establish the H_∞ -tuning for any disturbance u , i.e.,

$$\beta \int_0^t \|y(\tau)\|^2 d\tau \leq \gamma^2 \int_0^t \|u(\tau)\|^2 d\tau, \quad (42)$$

is that $\gamma^2 \leq \beta$.

CONCLUSIONS

1. In this paper, we have introduced a framework of nonlinear position dependent circuits as another language for describing nonlinear dynamics of mechanical and advance mechatronic systems (for example, such as agricultural robots).

2. Instead of Fourier and Laplace transforms that are used effectively in analyzing linear lumped-parameter electric circuits, the concept of passivity becomes fundamental and can be used in effect as basic tool of characterizing input-output properties of such nonlinear position-dependent circuits.

3. It is shown that the design problems of controllers for nonlinear mechanical systems (agricultural robots) become tractable on the basis of such visible expressions via physical circuits and their performance the input-output passivity.

4. It is also shown that for mechanical systems the H_∞ -tuning problem in a sense of disturbance attenuation can be interpreted as another input-output characterization of the energy preservation law.

5. In the case of the simplest PD controller with off-line gravity compensation a necessary and sufficient condition for the H_∞ -tuning has been presented, which is expressed in a simple form without using any solutions to Riccati's equations and Hamilton-Jacobi-Issaacs as well.

6. There are many problems to be attacked on the basis of development of a nonlinear position-dependent circuit theory. 1) Analysis of nonlinear circuits in cases that the system (agricultural robot) has both rotational and prismatic joints, 2) Analysis of agricultural robot's nonlinear circuits when the number of actuators is less than the degree of freedom, 3) Design of robot's controllers via nonlinear circuits for redundant robot's or robotic systems under constrains in general, 4) In particular, design of controllers via developments of coupled circuits for coordination of multiple agricultural robot's, 5) Analysis of couplings

between mechanical motions and electric for circuits through actuators, 6) How to cope with, by nonlinear circuits, problems of a transition of dynamics that causes a change of the degree of freedom or that of constraints.

REFERENCES

1. **I. Meisel, 1966.** principle of Electromechanical Energy Conversion. New York: Mc Graw-Hill.
2. **P. Maisser, I. Steinberger, 1979.** Lagrange-Formalismus für diskrete elektromechanische system", *Z. Angew. Math. Mech.*, vol. 59, 717–730.
3. **H.M. Paynter, 1990.** Analysis and Design of Engineering Systems. Cambridge, MA: M.I.T. Press. 17.
4. **D. Karnopp and R.C. Rosenberg, 1983.** Analysis and Simulation of Multiport Systems. Cambridge, MA: M.I.T. Press, 83.
6. **I. Feelz, C. Vera, I. San Jose, R. Cacho 1990.** "BONDYN: A bond graph based simulation program for multibody systems, *Trans. ASME, I. Dynamic Syst., Measurement, and Control*, vol. 112, 717–727.
7. **R. K. Brayton, I.K. Moser, 1964.** A theory of nonlinear networks, Parts 1 and 2, *Quart. Appl. Math.*, vol. 22, no. 1, pp. 1–33, and no 2, 81–104.
8. **L.O. Chena, D.N. Green, 1976.** A qualitative analysis of the behavior of dynamic nonlinear networks: Stability of autonomous networks", *IEEE Trans. Circuits, Syst.*, vol. CAS-23. 355–379.
9. **S. Arimoto, F. Miyazaki. 1984.** Stability and robustness of PID feedback control for robot manipulators of sensory capabilities, in *Robotics Research, First Int. Symp.*, M. Brady and P.P. Panl, Eds. Cambridge, MA: M. I. T. Press. 783–799.
10. **B.D.O. Anderson, 1967.** A system theory criterion for positive real matrices, *SIAM I. Control*, vol. 5. 171–182.
11. **S. Arimoto, 1994.** A Class of quasinnatural potentials and hyper-stable PID servo-loops for nonlinear robotic systems, *Trans. SICE*, vol. 30, no. 9. 1005–1012.
12. **S. Arimoto, 1991.** Passivity of robot dynamics implies capability of motor program learning, in *Advanced Robot Control: Proc. Of the Workshop on Nonlinear and Adaptive control: Applications to Robotics*, Grenoble, no. 21–23. Berlin: Springer-Verlag. 49–68.
13. **M. Takegaki, S. Arimoto, 1981.** A new feedback method for dynamic control of manipulators, *Trans. ASME, I. Dynamic Syst., Measurement, and Control*, vol. 103, no. 2. 119–125.
14. **S. Arimoto, 1995.** Fundamentals of robot control: Part I, Innovation in the realm of robot servo-loops", *Robotics*, vol. 13, no. 1. 19–27,
15. **V. M. Popov, 1973.** Hyper stability of Control Systems. New York: Springer- Verlag.
16. **S. Arimoto, 1995.** Nonlinear position-dependent circuits for mechanical motion control, in *Proc. IFAC Workshop Motion Control*, Munich, Germany, Oct. 9–11, 95.
17. **P. Tomci, 1991.** Adaptive PD controller for robots with elastic joints, *IEEE Trans Robot Automat.*, vol. 7. 565–570.
18. **R. Kelly, 1993.** Comments on Adaptive PD controller for robot manipulators, *IEEE Trans. Robot Automat.*, vol. 9. 117–119.
19. **I.C. Doyle, K. Glover, P.P. Khargonekar, B.A. Francis, 1989.** State-space solutions to standard H_2 - and H_∞ control problems, *IEEE Trans. Automat. Contr.*, vol. 34. 831–847.
20. **A.I. Van der Schaft, 1991.** On a state-space approach to nonlinear H_∞ control, *Syst., Control left.*, vol. 16, no. 1. 1–8.
21. **A.I. Van der Schaft, 1992.** L_2 -gain analysis of nonlinear systems and nonlinear state feedback H_∞ control, *IEEE Trans. Automat. Contr.*, vol. 37. 770–784.
22. **A. Isidori, A. Astolifi, 1992.** Disturbance attenuation and H_∞ control via measurement feedback in nonlinear system, *IEEE Trans. Automat. Contr.*, vol. 37, no. 9. 1283–1293.
23. **A. Astolifi, L. Lanari, 1994.** Optimal tuning of PD controllers for rigid robots, in *Proc. Asian Control Conf.*, to kyo, July. 141–142.
24. **A. Astolifi, L. Lanari, 1994.** H_∞ control of rigid robot, in *Proc. IFAC Symp. on Robot Control*, Capri, Italy, Sept. 199–204.
25. **S. Arimoto, 1996.** Nonlinear position-dependent circuits: A language for describing motions of nonlinear mechanical systems, *IUTAM Symp. Interaction Between Dynamics and Control in Advanced Mechanical Systems*, Eindhoven, Netherlands, Apr. 21–26.

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОЕДИНЕНИЙ

Сергей Карабиньош, Алексей Корниенко

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: karabinioshss@ukr.net*

Sergey Karabinesh, Alersey Kornienro

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine. E-mail: karabinioshss@ukr.net*

Аннотация. Научно обосновано влияние технологических параметров электроконтактной сварки на прочностные свойства клеесварного соединения сталь-чугун. Исследования показали на технико-экономическую целесообразность реализации такого соединения разнородных материалов в технологии заделки трещин при восстановлении чугунных корпусных деталей сельскохозяйственной техники.

Установлено, прочностные свойства деталей соединенных с помощью электроконтактной сварки, в том числе и клеесварных, зависит от многих факторов, включающих: технологические параметры сварочного цикла, состояния поверхностей соединяемых деталей, состава и вязкости клеевой композиции, физико-механических свойств поверхностей соединяемых деталей, возможностей используемого оборудования, человеческого фактора и других.

В процессе проведения экспериментальных работ исследовано влияние технологических параметров на прочность клеесварного соединения, которая не уступает прочности основного металла детали – чугуна. Такое соединение технологически возможно использовать при заделке трещин в корпусных деталях сельскохозяйственной техники. Для получения сравнительных объективных результатов, проведено испытание сварного и клеесварного соединений с одновременным определением рациональной схемы размещения сварочных точек на поверхности детали.

Проведенные механические испытания позволили исследовать механизм

разрушения соединения в процесс ее приложения к нему статической загрузки при одноосном растяжении. Разрушение сварочной точки происходит по зоне термического влияния.

Исследования позволили установить, что на качество клеесварного соединения решительно влияет длительность прохождения процесса (например: сварочного и отжигающего импульсов тока и сжатия электродов). При малом значении импульса сварочного тока (жесткий режим) сварка, в ряде случаев затруднена, невозможно сформировать качественное сварное ядро, не имеющее дефектов.

Ключевые слова: прочность, клеесварное соединение, электроконтактная сварка, восстановление, технологические параметры, сварочная точка, клеевая прослойка.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Прочностные свойства деталей соединенных с помощью электроконтактной сварки, в том числе и клеесварных, зависят от многих факторов, включающих: технологические параметры сварочного цикла, состояния поверхностей соединяемых деталей, состава и вязкости клеевой композиции, физико-механических свойств поверхностей соединяемых деталей, возможностей используемого оборудования, человеческого фактора и других. Анализ литературных источников показал, что отсутствуют реальные данные, особенно, применительно к клеесварным соединениям. Такое соединение технологически возможно

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОЕДИНЕНИЙ

использовать при заделке трещин в корпусных деталях сельскохозяйственной техники.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

К особенностям корпусных деталей следует отнести их массивность, сложность конфигурации и геометрии стенок и перемычек, наличие резких переходов от тонких к толстым частям стенок, сложных привалочных поверхностей, точно скоординированных отверстий, масляных каналов и резьбовых отверстий. Наличие пространственных трещин приводит к изменению геометрических размеров, нарушению соосности между отверстиями и повреждению поверхностей. Следует отметить, что 8–10% [1, 2, 4, 7, 17] этих деталей выбраковываются, как следствие наличия в них приведенных выше дефектов.

Проблемам использования материалов различной толщины, при соединении их клеесварным способом и реализации при заделке трещин посвящено значительное количество научных работ [1, 2, 4, 11, 13]. Электроконтактную сварку, как отмечают в своих работах: Беляев Д.А., Драйгор И.П., Билокур В.В., Ключев В.В., Шавырин В.В., Белокур И.П., Орлов Б.Д., Рязанцев В.А., Гуляев А.И., Поляченко А.В., Лялякин В.П. и др. [1, 3, 5, 6, 8, 10], рационально возможно использовать для сварки алюминиевых, титановых, магниевых сплавов и нержавеющей сталей и применять для устранения трещин.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Исследовать влияние технологических параметров процесса заделки трещин клеесваркой на прочностные свойства образования соединения, используемого при устранении трещин в чугунных корпусных деталях сельскохозяйственной техники.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для получения сравнительных объективных результатов, проводили

испытание сварного и клеесварного соединений с одновременным определением рациональной схемы размещения сварочных точек на поверхности детали.

Анализ литературных источников [3, 5, 6] показал, что для изучения напряженного поверхностного поля, при сравнительно малых зонах концентрации напряжений (зона термического влияния от действия сварочного импульса тока) эффективным есть применение тонких хрупких покрытий [6, 14, 18, 19].

Картины размещения трещин в покрытии, которые возникают под действием на соединение растягивающего усилия, позволяют визуально установить траектории главных напряжений (деформаций). Форма трещин, их размещение характеризует механизм распределения напряжений на поверхности исследуемого объекта.

Качество сварочной точки при электроконтактной сварке в клеесварных соединениях зависит от многих факторов, включающих: параметры сварочного цикла, состояния поверхностей соединяемых деталей, состава клеевой композиции, физико-механических свойств деталей, возможностей используемого оборудования, человеческого фактора и других. Влияние этих факторов многостороннее.

В результате проведенных экспериментальных исследований было установлено, что в каждом из рассмотренных случаев, механизм распределения напряжений носит разнообразный характер.

В связи с этим, проведены исследования влияния каждого параметра на качество соединения по методу Гауса-Зейделя.

В качестве основных исследуемых выходных факторов системы были использованы: диаметр сварного литого ядра, и величина зоны термического влияния, являющиеся наиболее эффективными показателями качества такого рода соединений.

При увеличении усилия сжатия электродов прочностные характеристики клеесварки возрастают и при достижении значений $P_{сж.} = 2,1 \dots 2,4$ кН – начинают резко

уменьшаются. Это связано с тем, что давление в зоне контакта выше максимально допустимого приводит к значительной пластической деформации металла сварочной точки, ее охрупчиванию и, в конечном итоге, к разупрочнению соединения. На основании полученных результатов исследований построены графики, иллюстрирующие влияние сварочного, отжигающего токов и усилия сжатия электродов на прочностные свойства клеесварного соединения.

Исследования позволили установить, что на качество клеесварного соединения решительно влияет длительность прохождения процесса (например: сварочного и отжигающего импульсов тока и сжатия электродов). При малом значении импульса сварочного тока (жесткий режим) сварка, в ряде случаев затруднена. Это связано с тем, что контакт в зоне сварки не успевает стабилизироваться, а клеевая прослойка выдавливается не полностью из этой зоны.

Остатки клея частично сгорают и загрязняют металл литого ядра сварочной точки. Жесткий импульс сварочного тока недостаточен для прогрева тонкой детали, а зона расплавленного металла смещается в массивную деталь, что сопровождается непроваром и образованием в литом ядре горячих трещин, размещающихся перпендикулярно зоне соединения.

Полученные функции (рис. 1) носят параболический характер и имеют выраженный экстремум, устанавливающий условия нахождения областей определения параметров технологического процесса, близких оптимуму функций.

Математический анализ, приведенных выше функций, позволил установить, что максимальные значения прочности соединения определяются при значениях аргумента $I_{св.} = 9,5$ кА, $I_{от.} = 8,0$ кА, $P_{сж.} = 2,3$ кН.

Длительность сжатия электродов оказывает воздействие в начальные моменты формирования соединения.

Исследование влияния параметра показали, что экстремум достигается при значениях $0,72...0,76$ с. Прочность соединения при этом равна $151...155$ МПа.

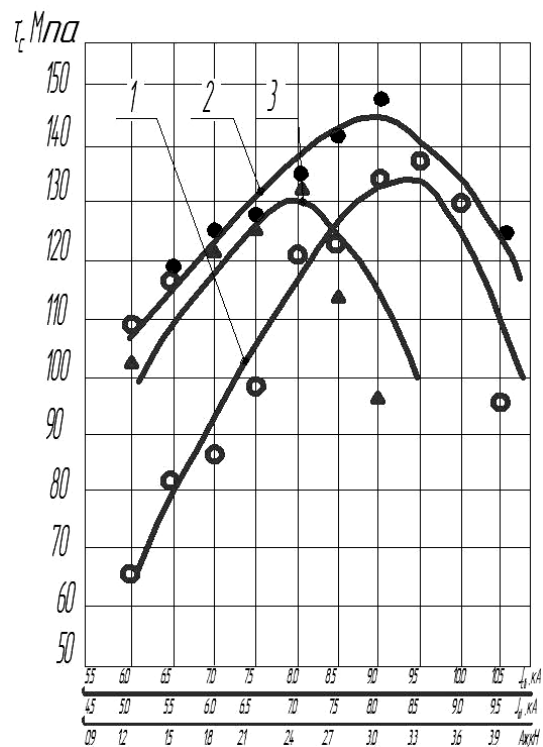


Рис. 1. Влияние сварочного, отжигающего тока и усилия сжатия электродов на прочность соединения: 1 – сварочный ток, 2 – отжигающий ток, 3 – усилие сжатия электродов

Fig. 1. Influence of the welding, annealing current, compression electrode and force on the strength of: 1 – duration of welding pulse, 2 – duration of annealing pulse, 3 – duration of compression of electrodes

При медленно нарастающем импульсе сварочного тока, клеевая прослойка выдавливается более полно за счет достаточного подогрева и уменьшения ее вязкости, а контакт стабилизируется. Прочность соединения достигает при значениях $7,5...8,0$ кА и составляет $141...148$ МПа.

Значение продолжительности импульса сварочного тока равное $0,24...0,32$ с, дает возможность образовать прочное соединение на уровне $138...150$ МПа. Длительность отжигающего импульса оказывает меньшее воздействие на прочностные показатели соединения: экстремум достигается при значениях $0,42...0,42$ с, при этом прочность соединения равна $147...153$ МПа.

Результаты механических испытаний по определению влияния временных интервалов на прочность соединения наши

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОЕДИНЕНИЙ

свое выражение в графических зависимостях, рис. 2.

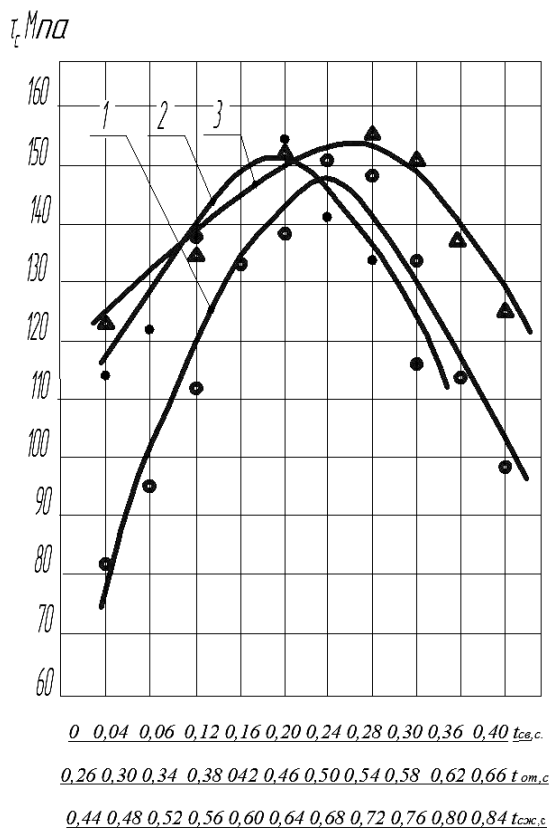


Рис. 2. Влияние продолжительности импульса сварочного и отжигающего токов, а также сжатия электродов на прочность соединения: 1 – длительность сварочного импульса, 2 – длительность отжигающего импульса, длительность сжатия электродов

Fig. 2. Effect of the pulse welding and annealing and the compression electrodes on the strength of the connection, 1 – duration of welding pulse, 2 – is duration of annealing pulse, duration of compression of electrodes

На основании проведенных и теоретических исследований влияния параметров электроконтактной сварки на качество формирования клеесварного соединения был установлен их оптимальный уровень. Установлено, величины параметров на этом режиме определены значениями: $I_{св.} = 9,5$ кА, $I_{от.} = 8,0$ кА, $P_{сж.} = 2,3$ кН, $t_{св.} = 0,24$ с., $t_{от.} = 0,43$ с. $t_{сж.} = 0,73$ с. Реализация данных технологических режимов позволяет формировать клеесварное соединение с минимальным выгоранием клеевой прослойки.

Повреждения клеевого шва при тепловом

воздействии расплавленного металла происходит только в зоне термического влияния.

Проведенные механические испытания позволили исследовать механизм разрушения соединения в процесс ее приложения к нему статической загрузки при одноосном растяжении. Разрушение сварочной точки происходит по зоне термического влияния, рис. 3.



Рис. 3. Характер разрушения сварочной точки

Fig. 3. The nature of the destruction of the welding point

Для установления качественных преобразований, которые происходят с металлом в зоне сварки, проводились металлографические исследования микроструктуры сварочной точки.

На необходимость проведения указанных металлографических исследований обусловлена тем, что рабочие свойства клеесварного соединения определяются не только его прочностью и отсутствием дефектов, а также напряженным состоянием зоны соединения, механизмом влияния клеевой прослойки на формирования литого ядра, сопротивляемостью динамическим нагрузкам и т.д. Установление этих свойств непосредственно экспериментальным путем сопряжено с определенными трудностями, а микроструктурные исследования обеспечивают, при этом, достаточно адекватное их прогнозирование.

Определенные во время экспериментальных исследований параметры режима обеспечивают прочность соединения 154...167 МПа.

Анализ результатов металлографических исследований сварного соединения сталь-чугун, приведенных в работах [19, 20] указывает, что в зоне соединения образуются малопластичные, хрупкие структуры, имеющие высокую твердость. В очаге сварки распад отбеленных элементов из жидкой фазы твердого раствора не происходит.

Зона сплавления представляет собой белый чугун и имеет дендритную структуру, в ней определяются дефекты: рыхлоты, поры и горячие трещины. Использование многоимпульсной сварки способствует их устранению и качественно улучшить структуру сварного ядра и его физико-механические свойства.

Как установлено экспериментальным путем, при электроконтактной сварке стали с чугуном диффузионные превращения в зоне сплавления не успевают завершиться в полной степени. Быстрый нагрев и деформация разогретого металла способствуют миграции углерода из чугуна в стальную пластину из малоуглеродистой стали и насыщают им близлежащие к очагу сварки зоны.

Практически мгновенное охлаждение на открытом воздухе нагретых выше A_{c3} масс металла способствует образованию закалочных структур – мартенсита, а в результате полного распада твердого раствора – цементита. Стальная накладка является сильно деформированной. При этом происходит упрочнение металла, в результате больших искажений кристаллической системы, находящейся в неустойчивом состоянии.

Повторный нагрев (отжигающий импульс) способствует более полному завершению структурных превращений и образованию промежуточных фаз распада твердого раствора с формированием троостита и бейнита с меньшей твердостью и хрупкостью.

Твердость зоны соединения значительно уменьшается при использовании двоимпульсной сварки, о чем свидетельствуют измерения. В первом

случае (один импульс) микротвердость сварного ядра составляла 5113,6...7554,3 МПа, а во втором (два импульса) – 3047,1...4564,3 МПа. Это способствует снижению напряженного состояния металла литого ядра и близлежащих участков, что в значительной степени повышает надежность соединения при восстановлении чугунных деталей.

Использование клеевой прослойки, уменьшает градиент температур в условиях охлаждения. Высокие по сравнению со сварным соединением значения сварочного тока, обеспечивают более полное прохождение структурных преобразований, длительности нагрева и более полное распределение тепла по поверхности детали с клеевым покрытием. Охлаждение литого ядра проходит медленнее, так как часть тепла, выделившегося при сварке, поглощает клеевая прослойка, а теплоотдача замедляется.



а)



б)

Рис. 4. Микроструктура сварочной точки, а – один импульс, б – два импульса (отжиг)

Fig. 4. The microstructure of the welding point, the a – single pulse, b – two pulses (annealing)

ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА НА ПРОЧНОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СОЕДИНЕНИЙ

Происходит графитизация в твердом металле за счет частичного распада цементита. С использованием второго импульса тепловыделение в свариваемых деталях увеличивается, что сопровождается гравитацией, сопутствующей распаду цементита под влиянием температуры от вторичного нагрева. Металлографические исследования позволили установить, что при клеесварке отсутствуют отбеленные структуры, после прохождения второго (отжигающего) импульса тока, см. рис. 4.

В то же время, при использовании одноимпульсной сварки в ядре наблюдали наличие цементита в переходной области от стали к чугуна.

ВЫВОДЫ

1. Используемая в клеесварном соединении клеевая прослойка способствует разгрузке нагрузки в соединении, воспринимая ее часть.

2. Сварочные точки увеличивают прочность соединения за счет установки жестких связей и способствуют образованию условий уменьшения неравномерного отрыва.

3. При совместной реализации сварных точек и клеевой прослойки значительно улучшаются показатели надежности клеесварного соединения путем равномерного распределения напряжений на его поверхности.

4. Установлено, что увеличение величины сварочного тока приводит к увеличению прочности в соединении до определенного момента 11,8 кА, а затем резко ее уменьшает за счет увеличения выгорания клеевой прослойки.

5. Использование отжигающего импульса тока позволяет избежать возникновения отбела в сварочной точке и тем самым повысить надежность восстановленных деталей.

6. Установлено влияния параметров сварочного цикла на прочность клеесварного соединения и надежность восстановленных чугунных корпусных деталей.

7. На основании результатов экспериментальных исследований

определены параметры режима сварки, при реализации которых прочность соединения составляет 164...178 МПа, что меньше прочности чугуна, материала из которого изготовлена деталь и необходимы дополнительные экспериментальные исследования по оптимизации их значений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Remont mashy`n ta obladnannya. 2015.** / Pidruchny`k. Za red. prof. O.I.Sidashenko. – K.: Agroosvita. – 632.
- 2. Chernoy`vanov V.Y., Andreev V.P. 1983.** Vosstanovleny`e detalej sel`skoxozyajstvennyx mashy`n / V.Y. Chernoy`vanov, V.P.Andreev. – M.: Kolos. – 238.
- 3. Kakuevy`czky`j V.O. 1983.** Racy`onalnye sposoby svarky` detalej y`z chuguna / V.O. Kakuevy`czky`j. – Avtomoby`lnyj transport, №7. – 43–45.
- 4. Karaby`nesh S.S. 1985.** Vosstanovleny`e korpusnyx detalej kleesvarnym metodom / S.S.Karaby`nesh. – Avtomoby`lnyj transport, №7.– 38–39.
- 5. Volovy`k E.A., Golubczova D.S. y` dr. 1980.** Texnologiy`ya vosstanovleny`ya posteley korennyx podshy`pny`kov bloka cy`ly`ndrov dvy`gatelya SMD–14 epoksy`dnym kompaundom v magny`tnom pole / E.A.Volovy`k, D.S.Golubczova y` dr. – M.: GOSNY`TY. – 6–7.
- 6. Chuloshny`kov P. L. 1974.** Tochechnaya y` roly`kovaya elektrosvarka legy`rovannyx stalej y` splavov / P. L. Chuloshny`kov. – M.: Mashy`nostroeny`e. – 232.
- 7. Texnologiy`ya y` oborudovany`e kontaktnoj svarky`. 1975.** /Pod red. prof. B.D.Orlova.– M. : Mashy`nostroeny`e. – 536.
- 8. Gulyaev A.Y. 1978.** Texnologiy`ya tochechnoj y` re`efnoj svarky` stalej / A.Y.Gulyaev. –M.: Mashy`nostroeny`e. – 647.
- 9. Zolotarev B.B. 1966.** Napryazheny`ya pod nagruzkoy v plosky`x soedy`neny`yah na podkladke / B.B.Zolotarev.– Avtomaty`cheskaya svarka, № 9. – 35–39.
- 10. Karabinesh S.S. 2012.** Structurally– technological methods providing of reliability of agricultural technique by computer holography / S.S.Karabinesh. – Lublin: Motrol, 14, №3. 112–119.

11. Shavyry`n V.N., Ryazancev V.Y. 1988. Kleesvarnyye konstrukcy`y` / V.N.Shavyry`n, V.Y.Ryazancev.– M. : Mashy`nostroeny`e. – 231.

12. Karaby`nesh S.S. 2013. Dy`agnosty`ka texny`cheskogo sostoyany`ya y` prognozy`rovany`e ostatochnogo resursa / S.S.Karaby`nesh. – M.: Kontrol`. Dy`agnosty`ka, №3. – 74–78.

13. Karaby`n`osh S.S., Ruzhy`lo Z.V. 2014. Remont mashy`n y` oborudovany`ya / S.S.Karaby`n`osh, Z.V.Ruzhy`lo. – Germany`ya, Saabryuken, Lambert. – 149.

14. Karabinesh S.S. 2001. Non–distracted control glue–weed joining by computer holography / S.S.Karabinesh. – Lublin: Motrol, , September, 19–21, Volume 4, Agriculture University of Lublin. – 144–147.

15. Barnett R.L., Vy`tcel` V.Y., D`yuks U.X. y` dr. 1977. Razrusheny`e: Rukovodstvo. V 7 t./ Per. s angl. T.4. Y`ssledovany`e razrusheny`ya dlya y`nzheneryx rasschëtov / R.L. Barnett, V.Y.Vy`tcel`, U.X.D`yuks y` dr.. – M.: Mashy`nostroeny`e. – 400.

16. By`rger Y. A., Shorr B.F., Y`osy`levy`ch G.B. 1993. Raschet na prochnost` detalej mashy`n. Spravochny`k. 4–e y`zd., dop./ Y. A.By`rger, B.F.Shorr, G.B.Y`osy`levy`ch – M.: Mashy`nostroeny`e, – 639.

17. Bojko A.I., Karaby`n`osh S.S. 2001. Do py`tannya pro vy`znachennyya energiyi rujnuvannyya til pry` yix grany`chnomu stani / A.I.Bojko, S.S.Karaby`n`osh. – Kirovograd,: Zb. nauk. pr. KDTU. – 45–47.

18. Dobrovoľsky`j S.V. 2000. Metody ocenky` vly`yany`ya konstrukty`vnoj koncentraciy` na malocy`klovuyu prochnost` /S.V.Dobrovoľsky`j. – Avtomoby`lnaya promyshlennost`,№ 6. – 19–23.

19. Makkly`ntok F., Argon A. 1970. Deformacy`ya y` razrusheny`e matery`alov / F.Makkly`ntok, A.Argon. – M.: My`r. – 506.

20. Karaby`nesh S.S., Marchenko Ya.O. 2014. Mexany`zm sovместnogo dejstvyya tochechnoj svarky` y` skley`vany`ya na rabochy`e xaraktery`sty`ky` soedy`nenyya / S.S.Karaby`nesh, Ya.O. Marchenko. –Lublin, Motrol, Polish Acfdemy of Sciences, , Vol. 16, №3. – 51–58.

EFFECT OF PROCESS PARAMETERS ON STRENGTH CHARACTERISTICS OF COMPOUNDS

Summary. Scientifically proved influence of process parameters on the electric-welding strength properties glue-welding steel-iron compounds. Studies have shown in the technical and economic feasibility of such a connection of dissimilar materials in repairing cracks technologies for the restoration of cast iron housing parts of agricultural machinery.

Established strength properties parts connected by electric-welding, including glue-welding depends on many factors including: the technological parameters of the welding cycle, the state of surfaces of the parts, the composition and viscosity of the adhesive composition, physical and mechanical properties of the surfaces of the parts, features used hardware, human factors and others.

In the course of experimental work the influence of process parameters on glue-welding bond strength, which is not inferior to the strength of the base metal part - cast iron. This connection technology may be used in repairing cracks in the body parts of agricultural machinery. For comparative objective results, carried out a test weld and glue-welding connections to the simultaneous determination of a rational scheme of placement of welding points on the work piece surface.

Mechanical testing allowed to explore the mechanism of destruction of the compound in the process of se annex static loading under uniaxial tension. The destruction of the welding point occurs on the heat-affected zone.

Key words: strength, glue- welding connection, electric-welded, restoration, technological parameters, the welding point, the adhesive layer.

МОБИЛЬНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ИНТЕГРАЛЬНОЙ КОНСТРУКТИВНО-КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ – СОСТОЯНИЕ И ПУТИ РАЗВИТИЯ

Григорий Шкаровский

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Grigoriy Shkarovsky

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Аннотация. Изложены результаты анализа развития интегральной конструктивно-компоновочной схемы энергосредств сельскохозяйственного назначения.

Конструктивно-компоновочная схема трактора – относительное размещение основных агрегатов и рабочего оборудования трактора, соответствующей его функциональному назначению и позволяет использовать трактор с наибольшей эффективностью. С появлением МЭС интегральной конструктивно-компоновочной схемы обнажились и проблемы ее использования. Основными среди них стали: достаточно ограниченный комплекс машин и орудий, неудовлетворительные, во многих случаях, условия агрегатирования с уже имеющимся и хорошо зарекомендовавшими себя в агрегате с энергосредствами других конструкций, машинами и орудиями.

В результате проведенных исследований установлено, что с целью обеспечения требований потребителя интегральную конструктивно-компоновочную схему энергосредств целесообразно реализовывать с соблюдением ее основных признаков и различиями, которые концентрируются в трех вариантах схемных решений, а именно: миздубазовое (центральное расположение поста управления), не реверсивный пост управления, не реверсивная трансмиссия, переставной реверсивный пост управления, «симметричная» интегральная компоновка с реверсивным не переставным постом управления.

Ключевые слова: мобильное энергетическое средство, компоновка, интегральная компоновка, конструкция, развитие.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эффективность использования мобильного энергетического средства (МЭС) в составе агрегата и объем технологических операций им выполняемый определяют себестоимость конечной продукции сельского хозяйства.

В последнее время тракторостроительные предприятия существенно расширили номенклатуру своей продукции, включая и выпуск машин различных конструктивно-компоновочных схем (компоновок) [1], обеспечивая формирование парков хозяйств [2] и порождая проблемы эффективного использования энергосредств в хозяйствах малых размеров [3].

Это внесло изменения в ценовую политику предприятий и не всегда имело положительное влияние на себестоимость конечной продукции сельского хозяйства.

При таких условиях актуальными являются вопросы, направленные на изучение направлений развития конструктивно-компоновочных схем МЭС [4, 5, 6].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Конструктивно-компоновочная схема трактора – относительное размещение

МОБИЛЬНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ИНТЕГРАЛЬНОЙ КОНСТРУКТИВНО-КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ – СОСТОЯНИЕ И ПУТИ РАЗВИТИЯ

основных агрегатов и рабочего оборудования трактора, соответствующей его функциональному назначению и позволяет использовать трактор с наибольшей эффективностью [7].

С появлением МЭС интегральной конструктивно-компоновочной схемы обнажились и проблемы ее использования.

Основными среди них стали: достаточно ограниченный комплекс машин и орудий, неудовлетворительные, во многих случаях, условия агрегатирования с уже имеющимся и хорошо зарекомендовавшими себя в агрегате с энергосредствами других конструкций, машинами и орудиями.

В связи с этим ученые и машиностроительная промышленность концентрировали свои усилия на разработке машин и орудий для агрегатирования с МЭС интегральной компоновки и на совершенствовании условий агрегатирования, которые иногда сводились и к совершенствованию общей компоновки энергосредства.

Таким образом, можно выделить следующие основные направления решения названных проблем, а именно:

- усовершенствование общей конструкции энергосредств [8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16],

- усовершенствование и разработка машин и орудий для агрегатирования с МЭС [5, 9, 17],

- улучшение условий агрегатирования путем усовершенствования имеющихся и разработки новых устройств для обеспечения удовлетворительных условий агрегатирования [18, 19, 20, 21].

Однако результаты этих работ не имеют конкретных прогнозов развития энергосредств классической конструктивно-компоновочной схемы.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определить состояние и направления развития интегральной конструктивно-компоновочной схемы МЭС.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Конструктивно-компоновочная схема характеризуется: размерами и типом движителей, расположением агрегатов и систем, наличием свободного пространства для навешивания машин, орудий и установки технологических емкостей, базой, величиной дорожного и агротехнического просветов, координатами центра масс и т.п.

Основными признаками интегральной компоновки являются: наличие трех зон свободного пространства (передней, средней, задней) для установки орудий или технологических емкостей, наличие разветвленной системы валов отбора мощности (ВОМ), переднее или центральное расположение кабины с круговой обзорностью, четыре ведущих и управляемых колеса одинакового размера, наличие разветвленной гидросистемы управления орудиями, реверсирование хода трактора, высокие тягово-сцепные и транспортные качества, необходимый запас мощности двигателя [7].

Одними из первых машин интегральной конструктивно-компоновочной схемы были тракторы типа МВ-Truk 900 Turbo и ЛТЗ-155. В Украине первым трактором интегральной конструктивно-компоновочной схемы был трактор ХТЗ-120, созданный в 90-е годы прошлого века.

Использование трактора типа ХТЗ-120 в составе комбинированных агрегатов было не простым, однако возникающие проблемы решались путем совершенствования навесных устройств, уточнение их регулировок, использование корректирующих устройств и т.п. [10, 20, 21], избегая вмешательства в конструктивно-компоновочную схему трактора. Однако же, использование трактора типа ХТЗ-120 в составе кормоуборочного агрегата с полунавесным комбайном типа «Полесье-3000» и травяной жаткой, кроме существенной перегрузки заднего моста (рис. 1а), было осложнено неудовлетворительной обзорностью рабочих органов жатки (рис. 1б).



Рис. 1. Трактор типа XT3-120 в составе кормоуборочного агрегата
Fig. 1. Tractor type XT3-120 as part of forage unit

Изложенная проблема может быть решена путем изменения расположения поста управления МЭС (перемещением в заднюю часть машины, при условии работы на реверсе), что связано с корректировкой компоновочной схемы последнего.

Согласно исследованиям, изложенных в работе [22], пост управления энергосредства,

работающего на реверсе с уборочными машинами, должен находиться между задним ведущим мостом и жаткой, что и определит основные направления корректировки компоновочной схемы.

Подобное корректирование реализовано в энергосредствах типа Vima-300 и Claas Xerion – рис. 2: *а* – междубазовое (центральное) *б* – заднее, *в* – переднее.



а)



б)



в)

Рис. 2. Варианты расположения поста управления энергосредства Claas Xerion
Fig. 2. Possible location of the power unit control station Claas Xerion

МОБИЛЬНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ИНТЕГРАЛЬНОЙ КОНСТРУКТИВНО-КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ – СОСТОЯНИЕ И ПУТИ РАЗВИТИЯ

Совершенствование интегральной конструктивно-компоновочной схемы осуществлялось в направлении создания машин «симметричной» интегральной компоновки, которая более полно обеспечивала круговую обзорность.

Кроме того, для такого технического решения характерно расширение средней зоны свободного пространства для установки орудий, или технологических емкостей.

Это достигается перемещением двигателя под кабину и освобождением площадки для установки технологического оборудования в передней части энергосредства [7].

«Симметричная» интегральная компоновка более полно отвечает требованиям обеспечения эффективных условий агрегатирования с машинами и орудиями.

Примером «симметричной» конструктивно-компоновочной схемы может служить энергосредство Fendt-524 Xylon – рис. 3: *а* – общий вид, *б* – заднее расположение поста управления.

Однако, даже реализация «симметричной» интегральной компоновки не смогла обеспечить удовлетворительную обзорность рабочих органов машин, что привело к реализации передвижного поста управления и для этой схемы (рис. 3б).

Стоит отметить, что энергосредство Fendt-524 Xylon позиционировался в начале скорее как один из вариантов совершенствования самоходных шасси.

Однако, если вернуться к признакам интегральной конструктивно-компоновочной схемы и проанализировать их в отношении названного энергосредства, можно утверждать, что за исключением пункта, который прописывает наличие колес одинакового размера (в Fendt-524 Xylon передние колеса имеют меньший размер чем задние) данное энергосредство имеет интегральную компоновку подобно как и энергосредства типа ХТЗ-120.

Способность энергосредства выполнять тот или иной перечень технологических операций учитывается при определении уровней универсальности МЭС.

По результатам работы [23] установлено, что трактор ХТЗ-16131 характеризуется уровнем универсальности $K_{ук}=0,57$, а для энергосредства Fendt-524 Xylon $K_{ук} = 0,79$.

Максимальное значение названного показателя для машин интегральной конструктивно-компоновочной схемы, с учетом современного развития технологий тракторостроения и сельскохозяйственного производства [24], представленной энергосредствами типа ХТЗ-16131 не превысит 0,82, а энергосредствами типа Fendt-524 Xylon – 0,91.

Исходя из методики определения названного показателя [23] можно утверждать, что энергосредства интегральной компоновки могут в широком диапазоне характеристик менять свои потребительские качества до достижения уровня универсальности конструкции $K_{ук} = 0,82-0,91$.



а)



б)

Рис. 3. МЭС «симметричной» интегральной компоновки типа Fendt-524 Xylon
Fig. 3. MES "symmetric" integrated layout type Fendt-524 Xylon

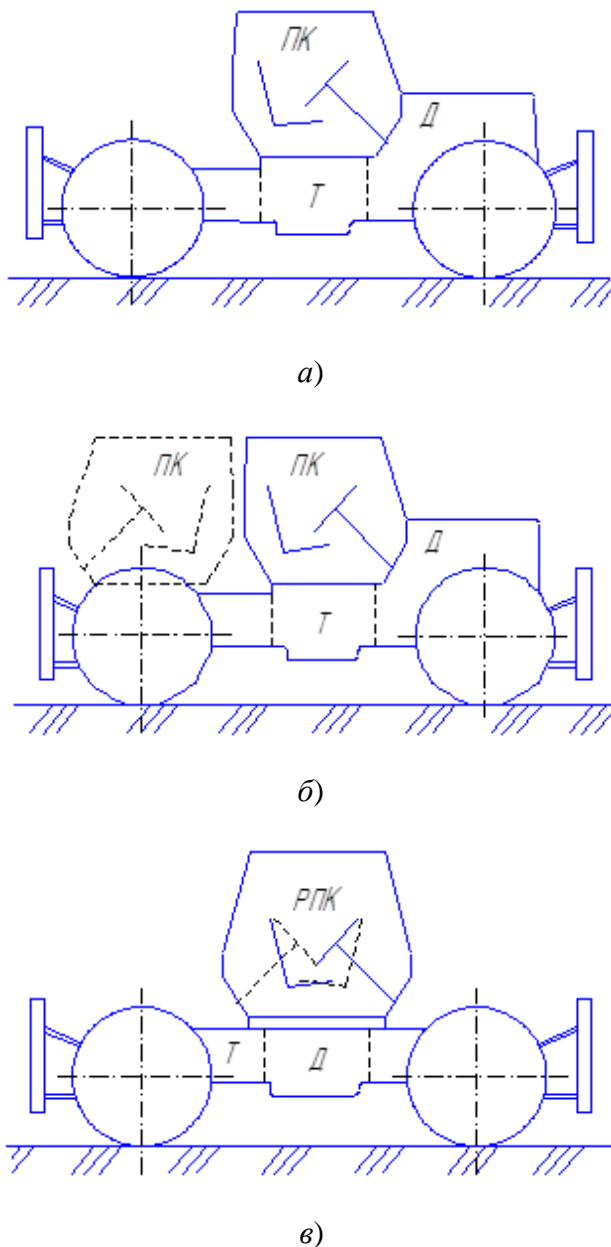


Рис. 4. Интегральная конструктивно-компоновочная схема и приоритетные этапы ее развития

Fig. 4. The integrated design-layout scheme and priority stages of its development

При максимальном его значении равном 1,0 за счет реализации трех вариантов схемных решений, а именно: 1 – междубазовое (центральное) расположение поста управления, не реверсивный пост управления и трансмиссия, а все остальные признаки должны соответствовать тем, которые изложены в работе [7] (рис. 4: а – междубазовое (центральное) расположение поста управления), не реверсивный пост управления, не реверсивная трансмиссия, б – переставной

реверсивный пост управления, в – «симметричная» интегральная компоновка с реверсивным не переставным постом управления, Д – двигатель, Т – трансмиссия, ПК – пост управления, РПК – реверсивный пост управления) 2 – переставной реверсивный пост управления, а все остальные признаки должны соответствовать тем, которые изложены в работе [7] (рис. 4б) 3 – «симметричная» интегральная компоновка с реверсивным не переставным постом управления, которая характеризуется признаками, изложенные в работе [7] (рис. 4в).

Дальнейшие усовершенствования в компоновке интегральных энергосредств не позволят существенно повысить уровень универсальности, поэтому возможность повышения названного показателя целесообразно рассматривать в других конструктивно-компоновочных схемах.

ВЫВОД

1. В результате проведенных исследований установлено, что с целью обеспечения требований потребителя интегральную конструктивно-компоновочную схему энергосредств целесообразно реализовывать с соблюдением ее основных признаков и различиями, которые концентрируются в трех вариантах схемных решений, а именно:

- междубазовое (центральное) расположение поста управления),
- не реверсивный пост управления,
- не реверсивная трансмиссия, переставной реверсивный пост управления,
- «симметричная» интегральная компоновка с реверсивным не переставным постом управления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Schlepperkatalog 2002.** Alle typen mit daten und preisen. [German] [paperback]. [Elektronij resurs], - Rezhim dostupa: <http://www.amazon.co.uk/schlepperkatalog-2002-typen-daten-eisen/dp/3784331173>.
2. **Cherevko G., Krupich O., Krupich R. 2013.** Razvitie sistemy formirovaniya materialno-texnicheskoj bazy selskogo

- xazyajstva ukrainy / G. Cherevko, O. Krupich, R. Krupich // – Motrol. 15/4. – 97–106.
- 3. Gripachevskij N. 2013.** Issledovanie putej povysheniya effektivnosti ekspluatatsionnoy tekhniki v fermerskix xazyajstvax / N. Gripachevskij // – Motrol. 15/2. – 65–69.
- 4. Pogorilij L.V. 2003.** Suchasni problemi zemlerobnoy mexaniki i mashinoznavstva pri stvorenii silskogospodarskoj tekhniki novogo pokolinniya / L.V. Pogorilij // Tekhnika APK. – №11. – 4–7.
- 5. Kovalenko Yu.G. 2004.** Osnovnye tendencii razvitiya traktorov i pochvo-obrabatyvayushchix orudij / Yu.G. Kovalenko // Tekhnika i oborudovanie dlya sela. – №2. – 9–10.
- 6. Yakovenko V.P. 2004.** Prioriteti rozvitku silskogospodarskogo mashinobuduvannya ta rinky tekhniki i texnichnogo servisu / V.P. Yakovenko. Ekonomika APK. – №4. – 11–14.
- 7. Komponovka traktorov [Elektronnij resurs] /** – Rezhim dostupa: <http://vostok-agro.info/dokumentaciya/komponovka-traktorov.html>.
- 8. Todorov P.P. 2004.** Intensivni texnologii viroshhuvannya i zbirannya cukrovix buryakiv z vikoristannyam traktoriv tipu XTZ-16131 VAT «XTZ» / P.P. Todorov, V.V. Biblik, S.P. Gudz, S.L. Abdula, M.V. Roik, V.M. Pashhenko, S.I. Kornienko // Visti AINU. – №1(21). – 23–27.
- 9. Kravchuk V.I. 2004.** Suchasni tendencii rozvitku konstrukcij silskogospodarskoj tekhniki / za red. V.I. Kravchuka, M.I. Gricishina, S.M. Kovalya. – K.: Agrarna nauka. 396.
- 10. Nadikto V.T. 2006.** Novi mobilni energetichni zasobi Ukraini. teoretichni osnovi vikoristannya v zemlerobstvi / V.T. Nadikto, M.L. Krizhachkivskij, V.M. Kyurchev, S.L. Abdula. – Melitopol: TOV «Vidavnichij budinok MMD». – 337.
- 11. Evtenko V.G. 1997.** Svitovi tendencii rozvitku mobilnoj energetiki i ix prognoz dlya ukraini na pochatok xxi stolittya / V.G. Evtenko, L.V. Pogorilij, L.G. Grom-Maznichenkij ta in., za red. L.V. Pogorilogo. – K.: «Silgosposvita». – 68.
- 12. Pogorilij L.V. 2005.** Mobilna silskogospodarska energetika: istoriya, tendencii rozvitku, prognoz / L.V. Pogorilij, V.G. Evtenko. – K.: Feniks. – 184.
- 13. Basin V.S. 2006.** Napravleniya sovershenstvovaniya traktornoj tekhniki / V.S. Basin // Traktory i sel'skoxozyajstvennye mashiny. – №9. – 3–5.
- 14. Lipkovich E.I. 2006.** Proizvodstvo tyazhelyx sel'skoxozyajstvennyx traktorov / E.I. Lipkovich // Traktory i sel'skoxozyajstvennye mashiny. – №11. – 3–9.
- 15. Slavkin V.I. 2012.** Tyagovye pokazateli kolesnyx mta kl. 1,4 so semnymi zacepami v usloviyax pashni / V.I. Slavkin, P.I. Gadzhiev, M.M. Maxmutov i dr. // Traktory i sel'xozmashiny, – №3. – 21–23.
- 16. Antroshhenkov R. 2013.** Teoreticheskie issledovaniya dinamicheskoy modeli kolesnogo traktora 30 kN / R. Antroshhenkov. – Motrol. 15/7. – 170–175.
- 17. Dubrovin V. 2011.** Kompleksnij pokaznik effektivnosti sistemi mashin u roslinnictvi / V. Dubrovin, E. Krasovskij, I. Rogovskij. – Motrol. 13B. – 20–24.
- 18. Yackevich V.V. 1982.** O principe modulnogo postroeniya s.-x. mobilnyx agregatov / V.V. Yackevich // Traktory i sel'skoxozyajstvennye mashiny. – №10. – 11–14.
- 19. Nadykto V.T. 2003.** Osnovy agregirovaniya modulnix energeticheskix sredstv / V.T. Nadykto. – Melitopol: Kp «MMD». – 240.
- 20. Bulgakov V.M. 2008.** Agregatuvannya plugiv: navchalnij posibnik / V.M. Bulgakov, V.P. Olshanskij, V.T. Nadikto. – K.: Agrarna nauka. – 150.
- 21. Chorna T.S. 2010.** Obruntuvannya sxemi i parametriv posivnogo agregatu na bazi orno-prosapnogo traktora: avtoref. dis. kand. texn. nauk: 05.05.11 / T.S. Chorna, Tavrijskij derzhavnij agrotexnologichnij universitet. – Melitopol. – 20.
- 22. Shkarivskij G.V. 2005.** Do viznachennya rozmishhennya posta keruvannya energozasobu orno-zbiralnogo tipu / G.V. Shkarivskij // «Mexanizaciya ta elektrifikaciya sil'skogo gospodarstva». – Glevaxa: NNC «IMESG». Vip. 85. – 185–189.
- 23. Shkarivskij G.V. 2004.** Doslidzhennya vplivu zagalnoj konstrukcii mez na pokazniki jogo universalnosti pri stvorenii mashinno-traktornix agregativ / G.V. Shkarivskij // Mexanizaciya ta elektrifikaciya sil'skogo gospodarstva. – Glevaxa: NNC «IMESG». Vip. 88. – 70–77.

24. Sabluk P.T. 2004. Teknologichni karti ta vitrati na viroshhuvannya silskogospodarskix kultur / za red P.T. Sabluka, D.I. Mazorenka, G.S. Mazneva. – Xarkiv: XNTUSG. – 307.

**MOBILE POWER TOOLS INTEGRATED
STRUCTURAL-LAYOUT SCHEME -
STATUS AND WAYS OF DEVELOPMENT**

Summary. The results of analysis of development of integrated design-layout scheme of energocredit for agricultural purposes.

Structurally-layout scheme of the tractor relative placement of the main units and operating equipment of the tractor, the relevant functional purpose and allows you to use the tractor with the greatest efficiency. With the advent of the MEM integrated design-layout scheme was exposed and the problems of its use. Key among these are: the limited range of machinery and tools unsatisfactory, in many cases, the conditions of aggregation with existing and well-established in the unit with energoresource other structures, machinery and implements.

As a result of researches it is established that to ensure customer requirements integrated design-layout scheme of energocredit to implement to meet its main features and the differences that are concentrated in three variants of circuit solutions: between base (the central location of the wheelhouse), non-reversible control, not reversible transmission, adjustable reversible control, "symmetric" integrated layout with reverse no adjustable control.

Key words: mobile power tool, layout, integrated layout, design, development.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГАЗОВЫДЕЛЕНИЯ ПРИ ПОСТЕПЕННОЙ ПОДАЧЕ СУБСТРАТА В МЕТАНТЕНК

Виктор Полищук¹, Еугениуш Красовски²

¹*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

²*Польская академия наук отделение в Люблине
Ул. Велкопольская, 62, г. Люблин, Польша. E-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl*

Victor Polischuk¹, Eugeniusz Krasowski²

¹*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

²*Polish Academy of Sciences in Lublin
Str. Wielkopolska, 62, 20-725 Lublin, Poland. E-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl*

Аннотация. Известно, что при периодической загрузке субстрата в метантенк существует относительно короткие 1-2 пика максимального выхода биогаза.

При этом следующий этап брожения характеризуется существенным уменьшением выхода биогаза.

Для равномерного распределения выхода биогаза во времени применяется постепенная подача субстрата в метантенк, при которой субстрат подается в течение дня большим количеством незначительных порций, с одновременным удалением отработанного биошлама.

Целью исследований было определение динамики газообразования в метантенке при постепенной загрузке субстрата (с добавлением сырого глицерина в количестве 3% от массы субстрата) для разных температурных режимов.

Определено, что газовыделение при постепенной загрузке субстрата в метантенк имеет более равномерный характер по сравнению с газовыделением при периодической загрузке.

Установлены средние значения выхода биогаза в зависимости от температурного режима метантенка и параметров загрузки.

Ключевые слова: биогаз, метантенк, ко-субстрат, постепенная загрузка, сырой глицерин, навоз КРС, биогазовая установка.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При периодической загрузке субстрата в метантенк существует 1-2 пика максимального выхода биогаза, возникающие при переходе с экспоненциальной фазы к фазе замедления роста.

Максимальный выход биогаза наблюдается в течение нескольких суток, после чего интенсивность его генерации постепенно снижается вплоть до полного прекращения [1].

Время полного разложения биомассы при анаэробном сбраживании может составлять 30-45 суток, однако выход биогаза в этом случае низкий и не обеспечивает доходности биогазовой установки [2], срок окупаемости которой может превышать 8 лет [3].

Частично проблему можно решить использованием коферментов (свежей и силосованной биомассы, отходов масложирового и биодизельного производства и др. [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10]).

Для равномерного распределения выхода биогаза во времени применяется постепенная подача субстрата в метантенк, при которой субстрат подается в течение дня большим количеством незначительных порций, с одновременным удалением отработанного биошлама.

При этом каждая новая порция загруженного в метантенк субстрата будет формировать свой максимум выхода биогаза (рис. 1).

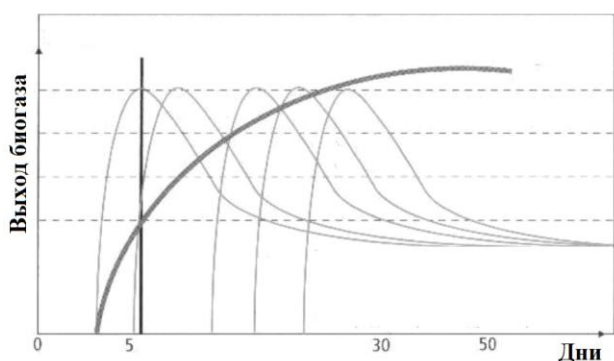


Рис. 1. Схематическое изображение формирования выхода биогаза при непрерывной загрузке субстрата в метантенк [12]

Fig. 1. Schematic representation of the formation of biogas under continuous output loading the substrate into the digester [12]

Максимумы от каждой порции загруженного субстрата будут формировать общий выход биогаза из метантенка, который будет существенно превышать выход биогаза при периодической загрузке. Причем, чем чаще будут загружаться новые порции субстрата, тем более равномерным будет общий выход биогаза [11, с. 71-72].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В работе [13] предложена математическая модель, описывающая процесс получения биогаза из органического сырья при непрерывной и периодической загрузке метантенка. Определено, что в случае периодического режима происходит полная ферментация субстрата, поэтому выход биогаза с единицы объема субстрата максимален, однако средний выход биогаза в единицу времени достаточно низок. В случае непрерывного режима при оптимальной скорости подачи субстрата достигается максимальный выход биогаза в единицу времени. Например, среднесуточный выход биогаза при непрерывной подаче субстрата превышает среднесуточный выход при периодическом режиме для отходов птицефабрик и свинокомплексов в 2,3 раза, для отходов ферм КРС – в 1,7 раза. Вместе с тем, установлено, что продолжительность ферментации при непрерывной подаче субстрата составляет 5-6 суток, что приводит к неполной переработке субстрата. Так, средний выход биогаза с единицы мас-

сы сырья при непрерывном режиме и оптимальной скорости подачи сырья в 2 раза ниже, чем при периодическом. Поэтому, в работе [13] предлагается выбор режима производства биогаза ставить в зависимости от приоритета целей предприятия: максимизация объема или скорости выхода биогаза.

В работе [14] подтверждается, что технологически более благоприятна эксплуатация метантенка при непрерывной подаче сырья, так как при этом получается наибольшая интенсивность разложения. Количество органического вещества, которое добавляется в единицу времени к находящемуся в реакторе субстрату, соответствует уже разложившемуся к данному моменту количеству органического вещества. В работе [15] рекомендована суточная доза загрузки метантенка в зависимости от влажности и температурного режима брожения (табл. 1).

В работах [16, 17, 18] проведено исследование процесса постепенной подачи субстрата в метантенк объемом 30 м³ при температуре брожения 35°С, коэффициенте заполнения метантенка – 0,5, коэффициенте опорожнения – 0,28. Для возобновления метанового брожения в метантенк к затравочному субстрату, содержащему культуру бактерий, добавлялась порция свежего субстрата весом 4,2 кг, состоящего из 1,7 кг навоза КРС, 2,5 кг воды и 0,05 л неочищенного глицерина (3% от массы субстрата).

В первые несколько суток метантенк работал при периодической системе загрузки. После выхода в стационарную фазу брожения с получением максимального количества биогаза метантенк переводился в постепенную систему загрузки, при которой ежедневно добавлялась новая порция субстрата в размере 1/30, 1/20, 1/10 и 1/5 части загруженной порции.

Из результатов исследований, приведенных на рис. 2, видно, что брожение сопровождается двумя пиками максимального выхода биогаза. Начало отсчета совпадает с первым пиком, после чего наступает затухание генерации биогаза, и на шестые сутки брожения наблюдается второй пик генерации. На 8 сутки брожения выход биогаза стабилизируется и в последующие дни наблюдается относительно равномерная генерация биогаза с незначительным увеличением его выхода во времени.

Таблица 1. Суточная доза загружаемой в метантенк массы

Table 1. The daily dose loaded in digester weight

Режим сбраживания	Доза массы, %, при ее влажности, %				
	93	94	95	96	97
Мезофильный	7	8	9	10	11
Термофильный	14	16	18	20	22

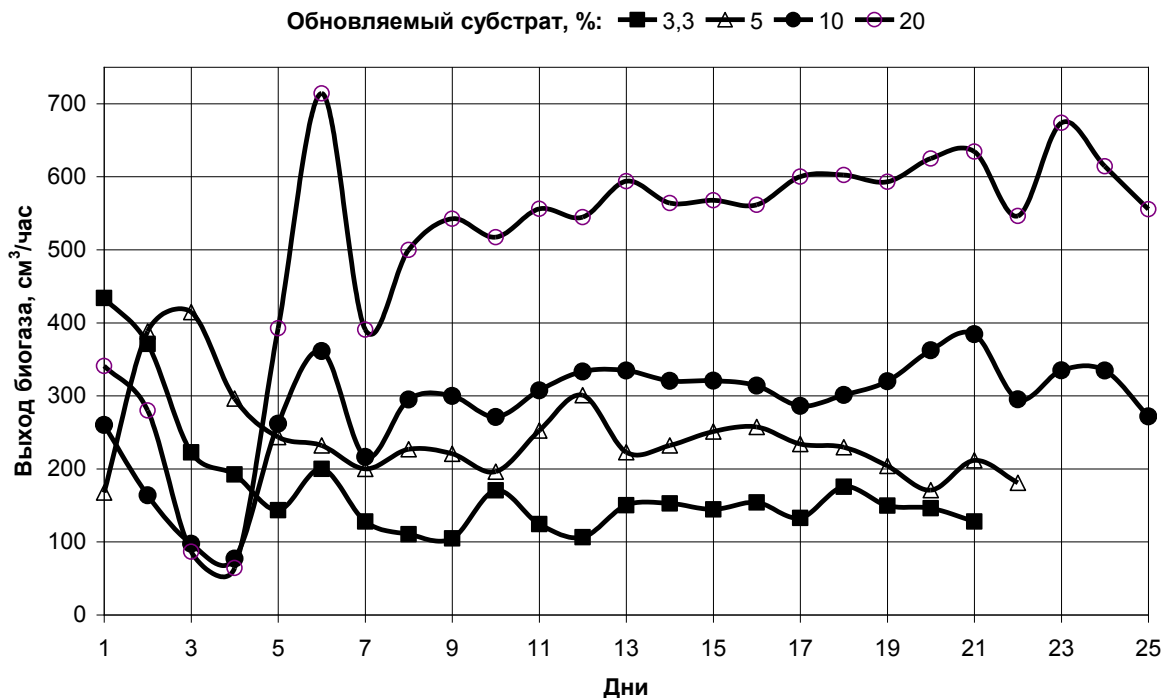


Рис 2. Генерация биогаза при постепенной загрузке субстрата [16, 17, 18]

Fig. 2. Generation of biogas at a gradual loading of the substrate [16, 17, 18]

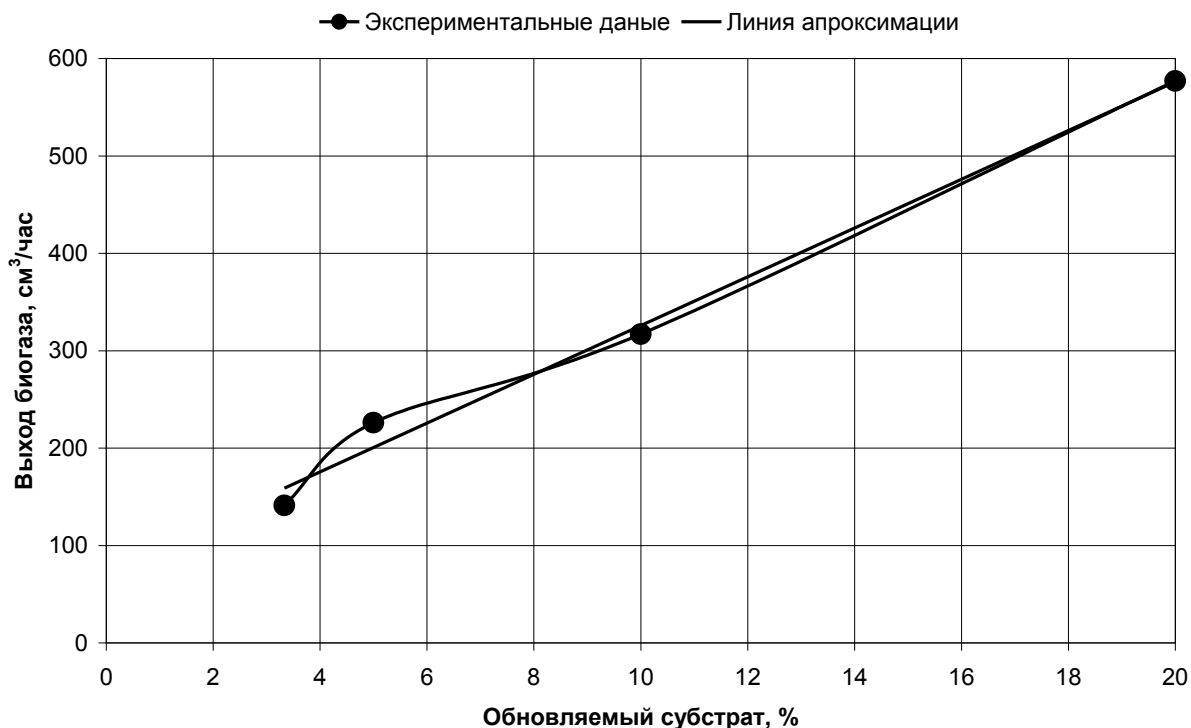


Рис 3. Зависимость среднего выхода биогаза при постепенной подаче субстрата от процента обновляемого субстрата

Fig. 3. The dependence of the average biogas yield at a gradual feed of the substrate from the substrate percent updated

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГАЗОВЫДЕЛЕНИЯ ПРИ ПОСТЕПЕННОЙ ПОДАЧЕ СУБСТРАТА В МЕТАНТЕНК

Средний выход биогаза при ежедневном обновлении 3,3% субстрата от загруженного в начале брожения составляет 141 см³/час, при обновлении 5% субстрата – 226 см³/час, 10% – 317 см³/час, 20% – 577 см³/час. Отклонение выхода биогаза от среднего значения, как правило, составляют 6-8%.

В этих же работах приведена зависимость среднего выхода биогаза при постепенной подаче субстрата от процента обновляемого субстрата (рис. 3), которая аппроксимируется линейной функцией:

$$Q = 2504 \cdot D + 75,29 \text{ при } R^2=0,9902, \quad (1)$$

где: Q – выход биогаза, см³/час, D – обновляемый субстрат, %.

Также в работах [16, 17, 18] отмечается, что при 50% одноразовой ежедневной смене субстрата брожение прекращается вследствие вымывания маточной культуры метанобразующих бактерий. При 30% смене субстрата выход биогаза не уменьшается, но при этом теплота сгорания биогаза, определенная за методом [19], в результате увеличения содержания углекислого газа составляет 12-13 МДж/м³ (против 25 МДж/м³ за СОУ 24.14-37-561:2007 [20]). Поэтому, формула (1) действительна для одноразовой ежедневной смены субстрата в метантенке не более 30%.

В работах [16, 17, 18] исследована динамика газообразования в метантенке при постепенной системе загрузки субстрата только при температуре 35°C, однако при более широком спектре температурных режимов она может существенно отличаться.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Поэтому целью наших исследований является определение динамики газообразования в метантенке при постепенной загрузке субстрата (с добавлением сырого глицерина в количестве 3% от массы субстрата) для разных температурных режимов.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Экспериментальные исследования проводились на лабораторной биогазовой установке в учебно-научной лаборатории био-конверсий в АПК Национального универси-

тета биоресурсов и природопользования Украины, которая состоит из метантенка и газгольдера (рис. 5).



Рис. 5. Экспериментальная биогазовая установка

Fig. 5. An experimental biogas plant

Метантенк цилиндрической формы из коническим дном имеет два корпуса: внутренний и внешний (рис. 6). Пространство между ними (водяная рубашка) заполняется водой, которая нагревается до заданной температуры теплоэлектронагревателем и служит для поддержания температурного режима брожения.



Рис. 6. Конструкция метантенка экспериментальной биогазовой установки

Fig. 6. The design of the experimental digester biogas plant

Во внутреннем корпусе метантенка объемом 30 л происходит метановое сбраживание субстрата. Для создания безвоздушного режима внутренний корпус метантенка закрывается крышкой с резиновой прокладкой, которая с помощью шпилек крепится к крышке водяной рубашки.

На крышке (рис. 7) размещается шнековый смеситель и труба с краном, через которую в нижнюю часть внутреннего корпуса метантенка загружается свежий субстрат, вытесняя при этом часть перебродившего субстрата через верхний кран (с желтой ручкой на рис. 6) в корпусе метантенка.

Полностью субстрат сливается (для ремонта или технического обслуживания) через кран в нижней конической части метантенка.

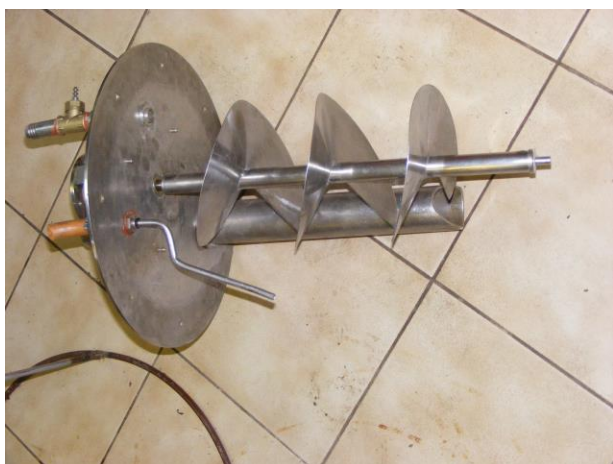


Рис. 7. Крышка метантенка экспериментальной биогазовой установки

Fig. 7. Cover experimental digester biogas plant

Состав субстрата и способ его первоначальной загрузки был аналогичным описанному в [16, 17, 18]. После выхода в стационарную фазу брожения с получением максимального количества биогаза метантенк переводился в постепенную систему загрузки, при которой ежедневно добавлялась новая порция субстрата в размере 1/30, 1/20, 1/15, 1/10, 1/5 и 1/4 части загруженной порции (в зависимости от температурного режима). Вес субстрата и отдельных его компонентов при ежедневной загрузке приведены в табл. 2. Температура брожения составляла 30°C, 40°C и 50°C. Для каждого температурного режима проводились исследования 3 различных пропорций смены субстрата. Придерживаться одинаковой пропорции смены субстрата для всех температурных режимов было проблематично из-за увеличенного газообразования при увеличении температурного режима, что при ограниченном объеме газгольдера и быстрой его наполняемости усложняло своевременный съем результатов исследований в ночное время суток.

Результаты исследования выхода биогаза при постепенной загрузке субстрата для разных температурных режимов приведены на рис. 8 – рис. 10.

Для сокращения времени эксперимента, изменения процента обновляемого субстрата являлось продолжением предыдущего эксперимента, поэтому в первые сутки (в некоторых случаях это время увеличивалось) происходила стабилизация режима газовыделения, после чего наблюдалась относительно равномерная генерация биогаза с незначительным увеличением его выхода во времени.

Таблица 2. Вес субстрата и отдельных его компонентов при ежедневной загрузке метантенка

Table 2. The weight of the substrate and its individual components in a daily load digester

Показатель	Процент обновляемого субстрата					
	1/30 (3,3%)	1/20 (5%)	1/15 (7,5%)	1/10 (10%)	1/5 (20%)	1/4 (25%)
Начальная загрузка субстрата, кг	7,725	7,725	7,725	7,725	7,725	7,725
Ежедневная загрузка субстрата, кг, в т.ч.:						
– навоз КРС, кг	0,2	0,3	0,45	0,3	0,6	0,75
– вода, кг	0,3	0,45	0,675	0,45	0,9	1,125
– сырой глицерин, г	7,5	11,25	15	22,5	45	56,25

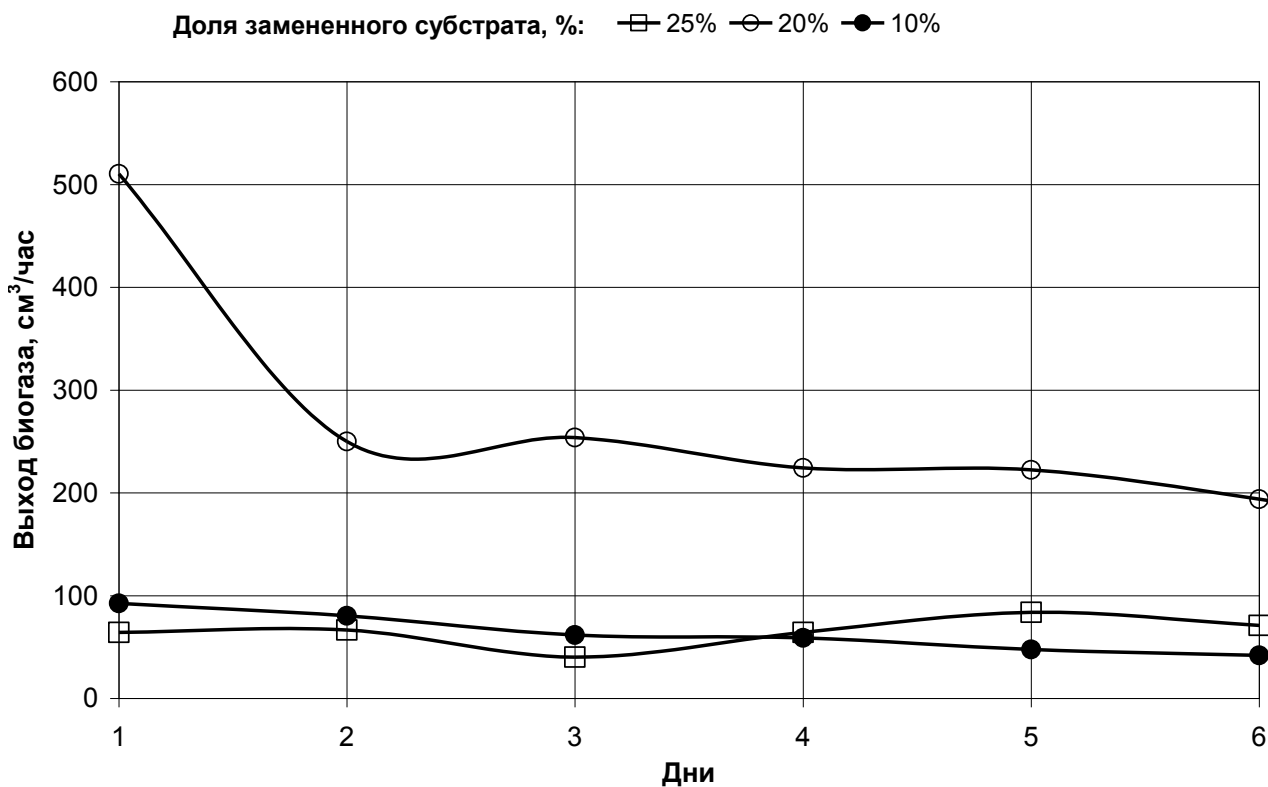


Рис 8. Генерация биогаза при температуре 30°C при постепенной загрузке субстрата
 Fig. 8. Generation of biogas at a temperature of 30°C at a gradual loading of the substrate

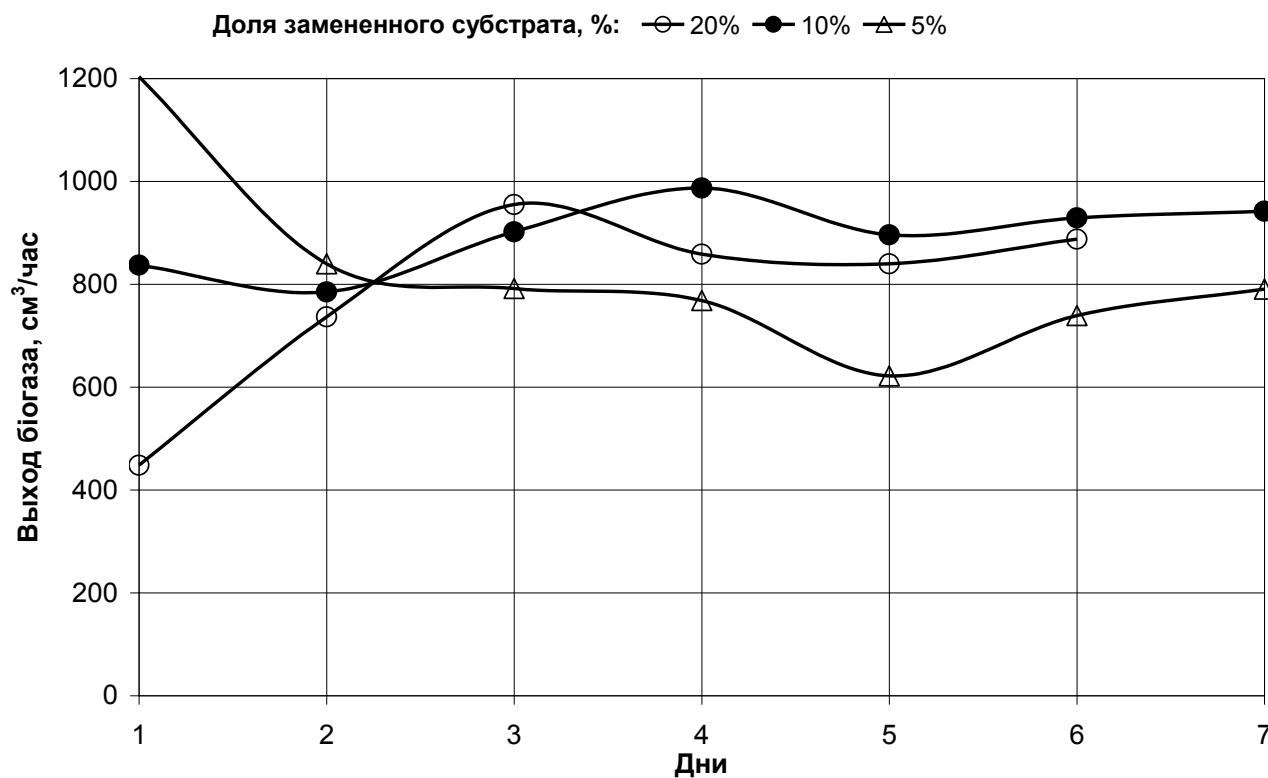


Рис 9. Генерация биогаза при температуре 40°C при постепенной загрузке субстрата
 Fig. 9. Generation of biogas at a temperature of 40°C at a gradual loading of the substrate

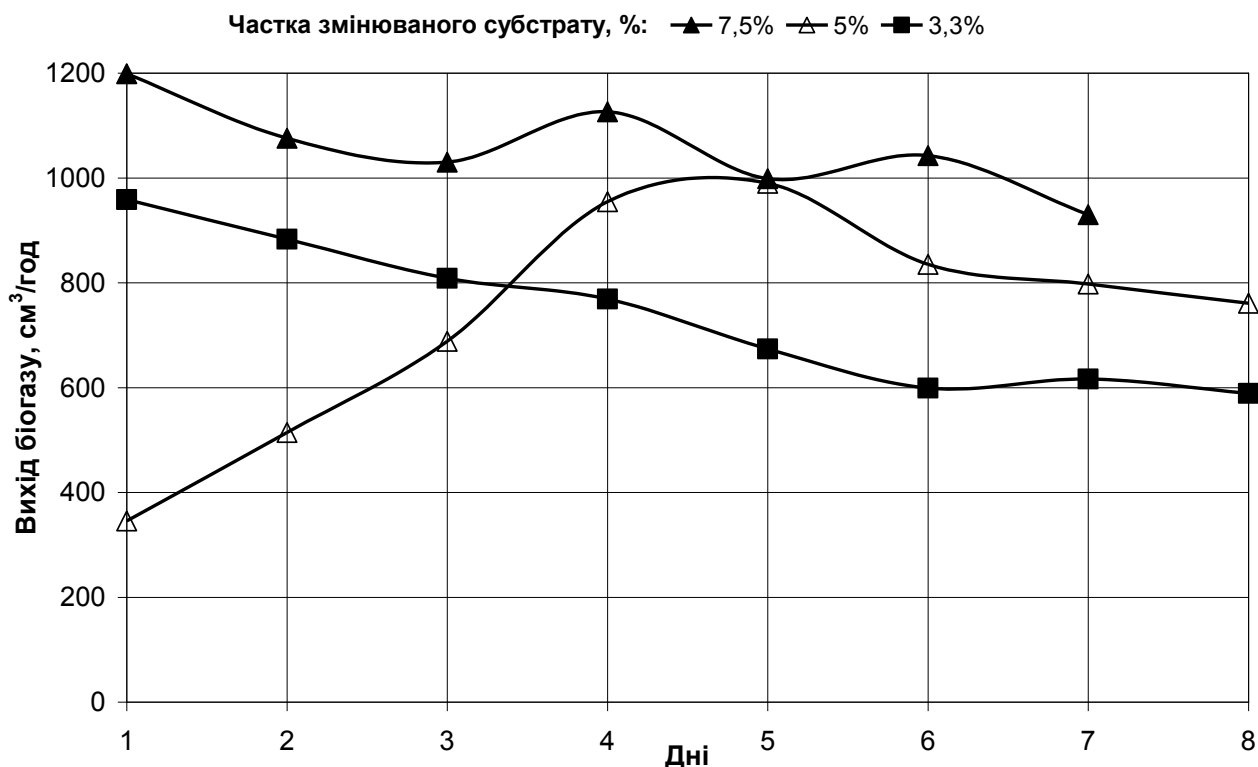


Рис. 10. Генерація біогазу при температурі 50°C при поступенній загрузці субстрата
Fig. 10. Generation of biogas at a temperature of 50°C at a gradual loading of the substrate

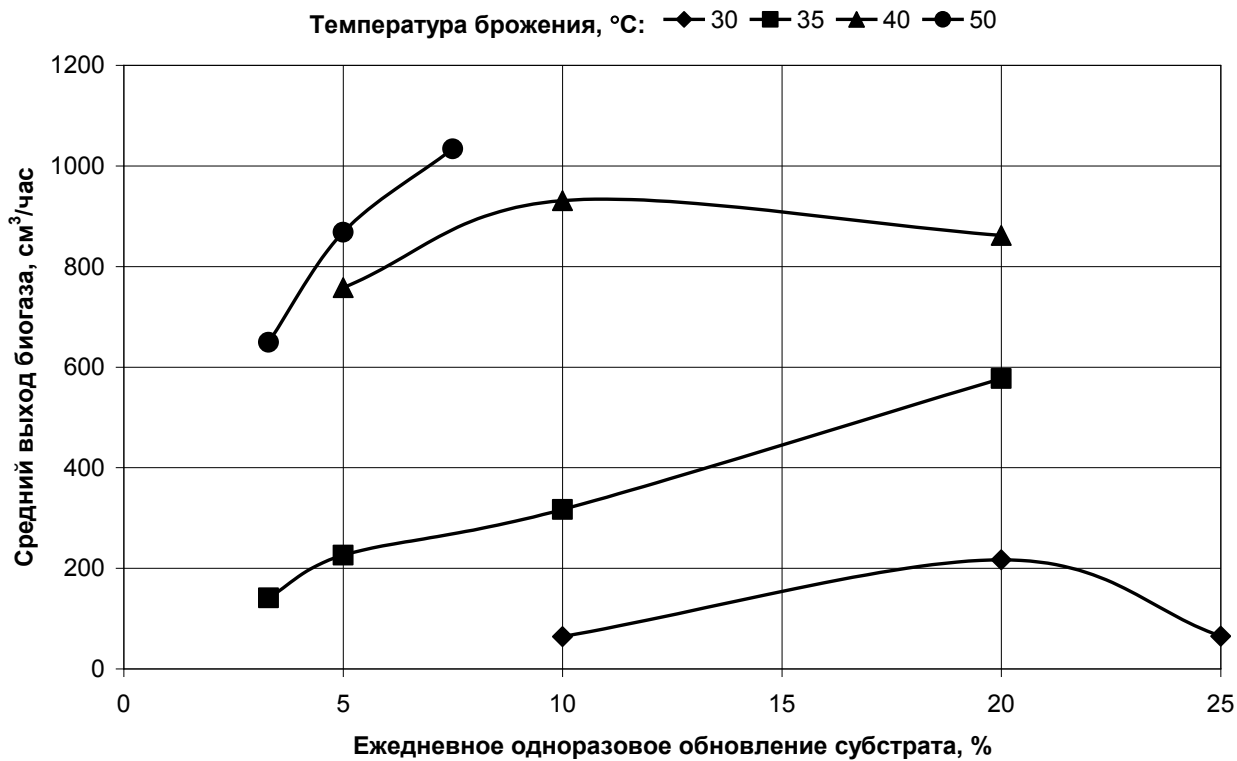


Рис. 11. Зависимость газовыделения в метантенке при поступенній загрузке субстрата от процента ежедневной замены субстрата

Fig. 11. Dependence of gassing in the digester at a gradual loading of the substrate from percent daily disposable substrate

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГАЗОВЫДЕЛЕНИЯ ПРИ ПОСТЕПЕННОЙ ПОДАЧЕ СУБСТРАТА В МЕТАНТЕНК

Средний выход биогаза (после стабилизации газовой выделенной) составляет:

– для температуры брожения 30°C: при ежедневном обновлении 25% субстрата от загруженного в начале брожения – 65 см³/час, 20% – 217 см³/час, 10% – 64 см³/час.

– для температуры брожения 40°C: при ежедневном обновлении 20% субстрата от загруженного в начале брожения – 862 см³/час, 10% – 931 см³/час, 5% – 758 см³/час.

– для температуры брожения 50°C: при ежедневном обновлении 7,5% субстрата от загруженного в начале брожения – 1034 см³/час, 5% – 868 см³/час, 3,3% – 649 см³/час.

Как видно из рис. 6-8, повышение температуры брожения вызывает увеличение выхода биогаза.

В зависимости от процента ежедневной замены субстрата в метантенке (рис. 11), очевидно, газовой выделенной имеет один максимум (для температуры 30°C – 20% замененного субстрата, для температуры 40°C – 10% замененного субстрата). Для температуры 50°C для определения этого максимума необходимо было провести исследование еще, как минимум, в одной точке – при 10% ежедневной замене субстрата, а для 35°C – при 15%.

ВЫВОДЫ

1. Повышение температуры брожения вызывает увеличение выхода биогаза.

2. Газовой выделенной при постепенной загрузке субстрата в метантенк имеет более равномерный характер по сравнению с газовой выделенной при периодической загрузке.

2. Средний выход биогаза (после стабилизации газовой выделенной) составляет:

– для температуры брожения 30°C: при ежедневном обновлении 25% субстрата от загруженного в начале брожения – 65 см³/час, 20% – 217 см³/час, 10% – 64 см³/час.

– для температуры брожения 40°C: при ежедневном обновлении 20% субстрата от загруженного в начале брожения –

862 см³/час, 10% – 931 см³/час, 5% – 758 см³/час.

– для температуры брожения 50°C: при ежедневном обновлении 7,5% субстрата от загруженного в начале брожения – 1034 см³/час, 5% – 868 см³/час, 3,3% – 649 см³/час.

3. В зависимости от процента ежедневной замены субстрата в метантенке газовой выделенной имеет один максимум, который для температуры 30°C наблюдается при 20% замененного субстрата, для температуры 40°C – при 10% замененного субстрата).

4. Для определения максимального газовой выделенной при температурах 35°C и 50°C необходимо продолжить исследования для получения 1-2 точек на рис. 9: для 50°C – приблизительно при 10% ежедневной замене субстрата, а для 35°C – при 15%.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Polyshhuk Vyktor. 2014.** Yspolzovanye otkodov byodyzelnogo proyzvodstva dlya povishenyya proyzvodytelnosti byogazovyh ustanovok / Vyktor Polyshhuk, Nykolaj Lobodko, Aleksej Polyshhuk // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin – Rzeszow. – Vol. 16, № 3. – 110–117.
- 2. Polyshhuk, V.N. 2013.** Yssledovanye vozmozhnosti yspolzovaniya syrogo glyceryna v kachestve dobavky k osnovnomu substratu v byogazovyh ustanovkah / V.M. Polyshhuk, N.N. Lobodko, A.V. Polishhuk // Sbornyk nauchnyh trudov SWorld. – Vyp. 4. – T.15. – Yvanovo: Markova AD. – CYT. 413-0995. – 12–19.
- 3. Havrysh, Valery. 2009.** Perspektyvy zabezpechennya agrarnogo sektora ekonomiky Ukrayiny ponovlyuvanymy energetychnym resursamy / Valery Havrysh // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – Tom. 13 A. – 107–117.
- 4. Dubrovyna, Olga. 2014.** Rezultaty yssledovaniy metanovoj fermentacyu mnogokomponentnogo substrata / Olga Dubrovyna // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – Vol. 15. – №3. – 179–187.
- 5. Polyshhuk V.N. 2015.** Yspolzovanye fuza v kachestve kosubstrata pry proyzvodstve byoga-

- za / V.N. Polyshhuk, L.V. Dzeryn // Sbornyk nauchnyh trudov SWorld. – Vyp. 1(38). – T.5. – Yvanovo: Markova AD, – CYT. 115-090. – 50–56.
- 6. Texnologiyi 2014.** Texnologiyi pererobky organichnyh vidxodiv z vyrobnyctvom biogazu v umovah VP NUBiP Ukrainy "Agronomichna doslidna stanciya": rekomendaciyi dlya agropromyslovyh pidpriumstv Ukrainy / V.O. Dubrovin, V.M. Polishhuk, G.A. Golub ta in. – K: Vydavnyctvo NUBiP Ukrainy. – 268.
- 7. Polishchuk V.M. 2014.** The possibility of using grude glycerol as an additive to the main substrate in biogas plants / V.N. Polishchuk, N.N. Lobodko, A.V. Polishchuk / [Electronic journals] // Modern scientific research and their practical application. – Vyp. 6 (Volume J11410). T. 10 Texnycheskye nauky. J11410-033. URL: [http://www.sworld.com.ua/index.php/ru/e-journal/2227-6920/j114/22008-j11410/\(data zvernennya: 12.06.2014\)](http://www.sworld.com.ua/index.php/ru/e-journal/2227-6920/j114/22008-j11410/(data%20zvernennya%3A%2012.06.2014)).
- 8. Polyshhuk V.N. 2013.** Yssledovanye vozmozhnosti yspolzovannya syrogo glyceryna v kachestve dobavky k osnovnomu substratu v byogazovyh ustanovkax / V.M. Polyshhuk, N.N. Lobodko, A.V. Polishhuk // Mezhdunarodnaya nauchno-praktycheskaya ynternet-konferencyya ["Perspektyvnye ynnovacyy v nauke, obrazovanny, proyzvodstve y transporte". Sekcyya – Ynnovacyonnye texnologyy], (20-30 dekabrya) / Scientific World // Rezhym dostupa: <http://www.sworld.com.ua/index.php/ru/technical-sciences-413/innovative-technologies-413/20672-413-0995>
- 9. Patent** na korysnu model №88991 Ukrainy, MPK C02F 11/04. Sposib intensyfikaciyi vyhodu biogazu / Dubrovin V.O., Polishhuk V.M., Lobodko M.M., Sydorchuk O.V., Polishhuk O.V., Kozak N.I, vlasnyk Nacionalnyj universytet bioresursiv i pryrodokorystuvannya Ukrainy. zayavl. 18.10.2013, opubl. 10.04.2014, Byul. №7.
- 10. Polishchuk, V.N. 2015.** Use as a cocubstrate foose in biogas production / V.N. Polishchuk, L.V. Dzerin / [Electronic journals] // SWorld Journal. – Vyp. 8 (Volume J11510). T. 10. Texnycheskye nauky. J11510-040. URL: [http://www.sworld.com.ua/index.php/ru/e-journal/sworld-journal/2227-6920/j115/25676-j11510/\(data zvernennya: 18.07.2015\)](http://www.sworld.com.ua/index.php/ru/e-journal/sworld-journal/2227-6920/j115/25676-j11510/(data%20zvernennya%3A%2018.07.2015)). – 217–222.
- 11. Polishhuk, V.M. 2015.** Procesy ta obladnannya biotexnologichnogo vyrobnyctva gazovyh biopalyv: [navch. posibnyk] / V.M. Polishhuk. – K: Vydavnychj centr NU-BiP Ukrainy. – 244.
- 12. Eder B. 2006.** Byogazovye ustanovky. Praktycheskoe posobe / Barbara Eder, Xajncz Shulcz. – M.: Kolos, – 240.
- 13. Korolev, S.A. 2012.** Ydentyfikacyya matematycheskoj modely y yssledovanye razlychnykh rezhymov metanogeneza v mezofylnoj srede / S.A. Korolev, D.V. Majkov // Kompyuternye yssledovannya y modelyrovanye. – T. 4. – №1. – 131–141.
- 14. Sednyn, V.A. 2009.** Analiz faktorov, vlyayushhyh na proyzvodstvo byogaza pry sbrazhyvanny osadka stochnyh vod / V.A. Sednyn, A.V. Sednyn, Y.N. Prokopenya, A.A. Shymkovykh // Yzvestyya vysshyh uchebnyh zavedenyj y energetycheskyh obedynenyj SNG – Energetyka: nauchnotexnycheskyj y proyzvodstvennyj zhurnal. – № 5. – 49–58.
- 15. Yanko, V.G. 1978.** Obrabotka stochnyh vod y osadka v metantenkax / V.G. Yanko, Yu.G. Yanko. – K: Budyvelnyk, – 120.
- 16. Polyshhuk, V.N. 2014.** Yssledovanye processa postepennoj podachy substrata v metantenk byogazovoj ustanovky / V.N. Polyshhuk, V.A. Dubovyn, A.V. Polyshhuk // Trudy mezhdunarodnoj nauchnotehnycheskoj konferencyy "Energoobespechenye y energosberezhene v selskom hozyajstve". – T. 4. – 265–269.
- 17. Polishhuk, V.M. 2014.** Postupova podacha substratu v biogazovyj reaktor / V.M. Polishhuk, V.O. Dubrovin, M.M. Lobodko, D.Yu. Lyashko // Naukovyj ogyad. – № 7(8). – K.: TOV "TK Meganom. – 45–51.
- 18. Polishhuk, V.M. 2015.** Doslidzhennya procesu postupovoyi podachi substratu v biogazovyj reaktor / V.M. Polishhuk, V.O. Dubrovin, M.M. Lobodko, O.V. Polishhuk // Naukovyj visnyk Nacionalnogo universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya: Zb. nauk. pracz. – Kyiv, – № 212. Ch. 1. – 158–163.
- 19. Polishhuk V.M. 2012.** Ekspresmetod vyznachennya teplotvornoyi zdatnosti biogazu / V.M. Polishhuk, V.Ye. Vasylenkov, M.M. Lobodko, V.S. Voloshyn // Naukovyj visnyk Nacionalnogo universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannya: Zb. nauk. pracz. – Kyiv, – № 174. Ch. 2. – 258–263.

20. SOU 24.14-37-561:2007. Efiry metylovi zhyrnyh kyslot dlya dyzelnyh dvyguniv: – [Chynnyj vid 2007-03-21] – Ofic. vyd. – K.: Minagropolityky Ukrayiny. – 14. – (Standart organizaciyi Ukrayiny).

INVESTIGATION PROCESSES OF GAS WITH GRADUAL SUPPLY OF SUBSTRATE IN DIGESTER

Summary. It is known that when the periodic load the substrate into the digester a relatively short 1-2 maximum peak output of biogas.

In this next phase of fermentation is characterized by a significant decrease in the yield of biogas.

For uniform distribution of the output of biogas feed substrate is used gradually over time in the digester, in which the substrate is fed during the day a large number of small portions, with simultaneous removal of spent biosludge.

The aim was to determine the gassing studies dynamics in the digester during the progressive loading of the substrate (with the addition of raw glycerol in an amount of 3% by weight of the substrate) to different temperature regimes.

It was determined that the gas release at a gradual loading of the substrate in the digester is more uniform in nature as compared to the gas release at periodical loading.

It means that biogas output values depending on the temperature regime digester and download options.

Key words: biogas digester, substrate, gradual loading, crude glycerin, cattle manure, biogas plant.

ПРИМЕНЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМЫ «МЕХАНИЗАТОР- МАШИННО-ТРАКТОРНЫЙ АГРЕГАТ-ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ СРЕДА»

Олег Гнатюк¹, Александр Покутний², Тамара Билько³

¹*Министерство аграрной политики и продовольствия Украины
Ул. Крещатик, 24, Киев, Украина. E-mail: olegnatyuk@ukr.net*

²*Институт математики Национальной академии наук Украины
Ул. Терещенковская, 3, Киев, Украина. E-mail: lenasas@gmail.com*

³*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, Киев, Украина. E-mail: toma70@bigmir.net*

Oleg Gnatyuk¹, Olexandr Pokutniy², Tamara Bilko³

¹*Ministry of Agrarian Policy and Food of Ukraine*

Str. Khreschatyk, 24, Kiev, Ukraine. E-mail: olegnatyuk@ukr.net

²*Institute of Mathematics of the National Academy of Sciences of Ukraine*

Str. Tereschenkivska, 3, Kiev, Ukraine. E-mail: lenasas@gmail.com

³*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: toma70@bigmir.net

Аннотация. При помощи вероятностного моделирования с использованием математического аппарата для описания цепей Маркова с дискретными состояниями и непрерывным временем сделан прогноз безопасности системы «механизатор-машинно-тракторный агрегат-производственная среда» в перспективе десятилетнего периода эксплуатации. Процесс прохождения травмоопасной ситуации разделен на четыре этапа и изображен в форме графа состояний системы «механизатор-машинно-тракторный агрегат-производственная среда». Для математического описания графа состояний была построена система дифференциальных уравнений Колмогорова. На основании системы уравнений Колмогорова была построена матрица состояний, расчет которой осуществлялся при помощи преобразования Лапласа. Результатом расчетов стало нахождение финальных вероятностей системы, которые характеризуют пребывание системы в том или ином состоянии и стремлении системы к стационарному режиму функционирования, когда вероятности ее состояний практически не изменяются.

Ключевые слова. Непрерывные цепи Маркова, механизаторы агропромышленного комплекса, травмоопасная ситуация, граф состояний случайного процесса, потоки событий, интенсивности вероятностей перехода.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Согласно статистическим данным о состоянии производственного травматизма в Украине агропромышленный комплекс (АПК) продолжает оставаться одной из самых травмоопасных отраслей национальной экономики.

Так, за последние пять лет 290 работников аграрной отрасли получили травмы со смертельным исходом, что составляет около 20 % от общего количества смертельно травмированных за этот период работников во всех отраслях экономики Украины. Наиболее травмоопасной и распространенной в АПК профессией является профессия тракториста-машиниста (механизатора), поскольку их работа связана с применением различных мобильных технических средств производства (тракторы, комбайны, самоходные сельскохозяйственные машины и т.д.).

ПРИМЕНЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМЫ «МЕХАНИЗАТОР- МАШИННО-ТРАКТОРНЫЙ АГРЕГАТ-ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ СРЕДА»

Именно при эксплуатации указанной техники возникает большое количество опасных ситуаций, приводящих к травмам различной степени тяжести.

В частности, в течение 2010-2014 гг. во время выполнения агротехнологических операций погибли 78 трактористов-машинистов (механизаторов), что составляет более 27 % от общего количества смертельно травмированных работников, занятых в сельском хозяйстве Украины.

Для разработки и внедрения действенных и эффективных профилактических мероприятий и средств по снижению уровня производственного травматизма механизаторов АПК необходимо провести исследования его причин на основании наиболее приемлемых методов и способов с учетом характерных особенностей механизированных процессов в агропромышленном производстве.

Таковыми методами являются методы вероятностной оценки риска наступления несчастных случаев, поскольку данные методы позволяют изучать процессы прохождения травмоопасных ситуаций, разрабатывать и своевременно внедрять соответствующие меры и технические средства безопасности.

В то же время, существующие исследования по определению профессионального риска механизаторов во время эксплуатации различной сельскохозяйственной техники не позволяют провести глубокий анализ процессов прохождения травмоопасных ситуаций.

Исходя из указанного, дальнейшие исследования по поиску наиболее приемлемых методов количественного описания процессов прохождения травмоопасных ситуаций при эксплуатации сельскохозяйственной техники являются актуальными.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Производственный травматизм, его анализ, описание процессов прохождения травмоопасных ситуаций, количественное определение профессионального риска и

поиск эффективных путей снижения его уровня до приемлемых пределов привлекает внимание многих специалистов. Многочисленные публикации как отечественных, так и зарубежных ученых свидетельствуют о существовании многих методов и подходов к исследованию проблемы производственного травматизма в целом и риска получения травм на производстве в частности. Среди этих методов можно отметить наиболее распространенные из них: метод структурного моделирования [1], метод концептуального моделирования [2], метод статистической оценки частоты опасных событий [3-5], метод «двухстадийного» анализа, при котором широко используют математический аппарат теории графов [6, 7], метод на основании теории нечетких множеств [8], метод экспертных оценок [9], статистический метод [10], монографический метод [11] и т.д.

Кроме указанных методов для анализа степени риска технологического оборудования предлагают к применению такие методические подходы [12]:

- инженерный (основывается на статистических данных, расчетах частоты, вероятностном анализе безопасности, построении дерева опасности и т.п.),

- модельный (основанный на построении модели воздействия вредных и опасных производственных факторов на работников),

- экспертный (вероятность нежелательных событий определяют на основе опроса экспертов или квалифицированных специалистов).

В то же время, нужно отметить, что отдельно взятые, они не могут описать реальную картину процессов прохождения травмоопасных ситуаций в АПК, а сама специфика сельскохозяйственного производства очень часто делает любой качественный и количественный анализы по этим методам и подходам достаточно относительными и условными.

Поэтому, становится необходимым поиск таких теоретических принципов и методических подходов, применение которых, позволило бы более точно и объективно исследовать профессиональный

риск механизаторов АПК, и на этой основе предложить пути его снижения.

Отсюда, ряд ученых [13-15] при исследовании явления производственного травматизма стали шире использовать методы логического и математического моделирования.

Эти методы позволяют более точно определять риск возникновения аварий и наступления травм, разрабатывать и внедрять эффективные меры предосторожности.

Очень широкое применение для исследования аварийности и травматизма в ведущих отраслях экономики нашли вероятностные методы анализа, где их количественные и качественные характеристики определяются с помощью метода «дерева отказов» [16, 17].

Указанный метод является достаточно эффективным и удобным для оценки риска травмирования работников на производстве, однако он имеет определенное ограничение в применении относительно качественного и количественного анализа динамики прохождения травмоопасной ситуации, в частности, прогнозирования пребывания системы «человек-машина-производственная среда» в одном из состояний через определенный промежуток времени.

В свою очередь, это позволяют сделать методы, в основе которых лежат исследования поведения человека-оператора, машины и производственной среды как элементов целостной системы.

Одним из таких методов является системный анализ с применением математического аппарата марковских случайных процессов с дискретными состояниями и непрерывным временем.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследований является качественная и количественная характеристика процесса прохождения травмоопасных ситуаций, вероятностный анализ и прогнозирование безопасности системы «механизатор-машинно-тракторный агрегат-производственная среда» в перспективе 10-ти летнего периода эксплуатации сельскохозяйственной техники.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Детальный анализ травмоопасных ситуаций и их последствий, которые произошли с механизаторами АПК при эксплуатации машинно-тракторных агрегатов указывает на определенные закономерности их протекания. С другой стороны, исходя из системного подхода к исследованию явления производственного травматизма, рассматриваем машинно-тракторный агрегат любой конфигурации и механизатора, а в отдельных случаях и факторы производственной среды, как элементы целостной системы, которые находятся в постоянном взаимодействии друг с другом.

Учитывая это, изменение состояния любого из элементов системы под влиянием различных производственных факторов непременно приведет к изменению первоначального состояния системы в целом [18].

Для описания прохождения процессов зарождения, формирования и наступления несчастных случаев были применены математический аппарат, разработанный в теории вероятностей для марковских случайных процессов с дискретными состояниями и непрерывным временем, при котором переход системы «механизатор-МТА-производственная среда» (далее – система S) с одного состояния в другое возможен в любой, заранее не известный, случайный момент времени t .

При рассмотрении случайных процессов с дискретными состояниями и непрерывным временем удобно представлять переходы системы S из одного состояния в другое как такие, которые происходят под влиянием определенных потоков событий или в материализованном представлении опасных производственных факторов как «опасных воздействий энергии» [19]. При этом плотности вероятностей перехода λ получают содержание интенсивностей соответствующих потоков событий. Процесс, который проходит в системе S , будет марковским, если все указанные потоки событий будут пуассоновскими (ординарные, без последствия, с постоянной или зависимой от времени интенсивностью) [20, 21].

ПРИМЕНЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМЫ «МЕХАНИЗАТОР-
МАШИННО-ТРАКТОРНЫЙ АГРЕГАТ-ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ СРЕДА»

Для примера было избрано одно из самых типичных нежелательных событий, происходящих с механизаторами во время эксплуатации различных МТА и самоходных сельскохозяйственных машин – травмирование механизатора обломками диска колеса во время накачивания камеры вследствие ее взрыва.

Граф состояний процесса прохождения указанного нежелательного события представлен на рис. 1. С рис. 1 видно, что с момента введения МТА в эксплуатацию система работает в исправном состоянии S_0 , в котором она может находиться весь период своей работы, вплоть до вывода из эксплуатации. Однако, как показывает практика, через некоторый период времени под воздействием потоков событий с интенсивностью λ_{01} система может перейти в неисправное состояние S_1 (в данном случае – работать при наличии технических дефектов и трещин в диске колеса и стопорном кольце). Впрочем, это еще не влияет на способность нашей системы продолжать работать в заданном режиме.

Работая в состоянии S_1 под воздействием потоков событий с интенсивностью λ_{10} , система может вернуться через некоторое время обратно в состояние S_0 (замена непригодных к дальнейшему использованию по техническим причинам колес трактора).

Однако, через определенные ошибки механизатора, под воздействием потоков событий с интенсивностью λ_{12} , система может перейти в состояние S_2 , которое характеризуется попаданием механизатора в травмоопасную ситуацию, а именно – взрыв камеры колеса трактора во время накачивания без использования манометра и технических средств защиты.

Далее существуют несколько вариантов развития нежелательного события:

а) под воздействием потоков событий с интенсивностью λ_{21} система возвращается в прежнее состояние S_1 , в котором может продолжать работать и дальше, или впоследствии под воздействием потоков событий с интенсивностью λ_{10} возвращается в исходное состояние S_0 ,

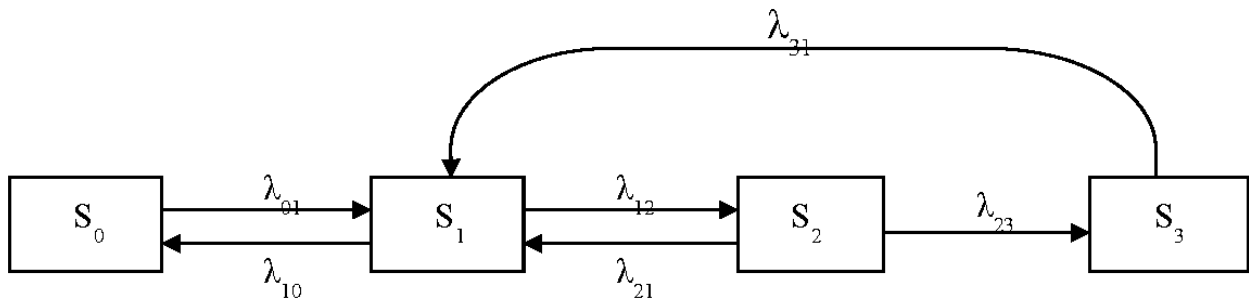


Рис. 1. Граф состояний процесса прохождения нежелательного события «Травмирование механизатора обломками диска колеса во время накачивания камеры вследствие ее взрыва»:

S_0 – система работает в исправном состоянии, S_1 – система работает в неисправном состоянии (наличие технических дефектов и трещин в диске колеса и стопорном кольце), S_2 – попадание механизатора в травмоопасную ситуацию (взрыв камеры колеса трактора во время накачивания без использования манометра и технических средств защиты), S_3 – переход травмоопасной ситуации в критическую ситуацию (травмирование механизатора в результате попадания в него разлетающихся фрагментов диска колеса)

Fig. 1. State graph of the passage of undesirable events «Injury mechanic debris disk wheel during pumping chamber due to its explosion»:

S_0 – the system is running in good condition, S_1 – the system operates in a faulty state (presence of technical defects and cracks in the disc wheel and the retaining ring), S_2 – hit mechanic in traumatic situation (explosion chamber wheel tractor during inflation without pressure gauge and technical means of protection), S_3 – transition traumatic situation in a critical situation (as a result of injury mechanic hit by flying fragments wheel drive)

б) под воздействием потоков событий с интенсивностью λ_{23} система переходит в состояние S_3 , которое характеризуется переходом травмоопасной ситуации в критическую (травмирование механизатора в результате попадания в него разлетающихся фрагментов диска колеса) и последующим возвращением под воздействием потоков событий с интенсивностью λ_{31} в состояние S_1 , в котором система, подобно обстоятельствам по пункту а, может работать и в дальнейшем, или впоследствии, под воздействием потоков событий с интенсивностью λ_{10} , вернуться в исходное состояние S_0 .

Зная размеченный граф состояний, можно определить вероятности состояний нашей системы как функции времени. В частности, указанные вероятности удовлетворяют системе дифференциальных уравнений Колмогорова, в которых неизвестными функциями являются вероятности состояний системы [22]:

$$\begin{cases} \frac{dP_0(t)}{dt} = -\lambda_{01}P_0(t) + \lambda_{10}P_1(t), \\ \frac{dP_1(t)}{dt} = \lambda_{01}P_0(t) - (\lambda_{10} + \lambda_{12})P_1(t) + \lambda_{21}P_2(t) + \lambda_{31}P_3(t), \\ \frac{dP_2(t)}{dt} = \lambda_{12}P_1(t) - (\lambda_{21} + \lambda_{23})P_2(t), \\ \frac{dP_3(t)}{dt} = \lambda_{23}P_2(t) - \lambda_{31}P_3(t), \end{cases} \quad (1)$$

с нормировочным условием

$$P_0(0) + P_1(0) + P_2(0) + P_3(0) = 1.$$

Вводя к рассмотрению вектор-функцию

$$\vec{P}(t) = (P_0(t), P_1(t), P_2(t), P_3(t))$$

и матрицу интенсивностей

$$\Lambda = \begin{pmatrix} -\lambda_{01} & \lambda_{10} & 0 & 0 \\ \lambda_{01} & -\lambda_{10} - \lambda_{12} & \lambda_{21} & \lambda_{31} \\ 0 & \lambda_{12} & -\lambda_{21} - \lambda_{23} & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_{23} & -\lambda_{31} \end{pmatrix}, \quad (2)$$

можем переписать систему уравнений Колмогорова в виде следующей линейной матричной системы дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d\vec{P}(t)}{dt} = \Lambda \vec{P}(t), \\ I\vec{P}(\cdot) = \sum_{i=0}^3 P_i(0) = 1, \quad P_i(0) \geq 0 \end{cases} \quad (3)$$

Для решения системы (3) можно применять преобразования Лапласа. Согласно [23] для функции $f(t)$ ее преобразование Лапласа имеет вид:

$$F(p) = \int_0^{\infty} e^{-pt} f(t) dt. \quad (4)$$

Тогда производной $f'(t)$ будет соответствовать функция:

$$pF(p) - f(0). \quad (5)$$

Обратное преобразование Лапласа осуществляется следующим образом:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{t-i\infty}^{t+i\infty} e^{pt} F(p) dp. \quad (6)$$

Пусть вектор-функция $\vec{\pi}(p)$ имеет следующий вид:

$$\vec{\pi}(p) = (\pi_0(p), \pi_1(p), \pi_2(p), \pi_3(p)), \quad (7)$$

где: $\pi_i(p), i = \overline{0,3}$ – соответствующие образы функций состояний $P_i(t), i = \overline{0,3}$ в случае преобразования Лапласа. Тогда дифференциальная система (3) превратится в линейную алгебраическую систему:

$$\vec{\pi} = Q\vec{\pi} + \vec{g}, \quad (8)$$

где: матрица Q и вектор \vec{g} соответственно имеют вид:

$$Q = \frac{1}{p} \Lambda, \quad (9)$$

$$\vec{g} = \frac{1}{p} (P_0(0), P_1(0), P_2(0), P_3(0)), \quad (10)$$

или в развернутом виде:

$$\begin{cases} \pi_0(p) = -\frac{\lambda_{01}}{p} \pi_0(p) + \frac{\lambda_{10}}{p} \pi_1(p) + \frac{P_0(0)}{p}, \\ \pi_1(p) = \frac{\lambda_{01}}{p} \pi_0(p) - \frac{(\lambda_{10} + \lambda_{12})}{p} \pi_1(p) + \frac{\lambda_{21}}{p} \pi_2(p) + \frac{\lambda_{31}}{p} \pi_3(p) + \frac{P_1(0)}{p}, \\ \pi_2(p) = \frac{\lambda_{12}}{p} \pi_1(p) - \frac{(\lambda_{21} + \lambda_{23})}{p} \pi_2(p) + \frac{P_2(0)}{p}, \\ \pi_3(p) = \frac{\lambda_{23}}{p} \pi_2(p) - \frac{\lambda_{31}}{p} \pi_3(p) + \frac{P_3(0)}{p}, \end{cases} \quad (11)$$

с условием $\sum_{i=0}^3 \pi_i(p) = \frac{1}{p}$.

Преобразуем систему (8) к виду:

$$(I - Q)\vec{\pi} = \vec{g}. \quad (12)$$

Возможны два случая:

1) $\det(I - Q) \neq 0$.

Тогда существует единственное решение матричной системы (12) в виде:

$$\vec{\pi} = (I - Q)^{-1} \vec{g}. \quad (13)$$

Выполнение нормировочного условия проверяют непосредственной подстановкой полученного решения,

2) $\det(I - Q) = 0$.

В этом случае решение матричной

ПРИМЕНЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМЫ «МЕХАНИЗАТОР-
МАШИННО-ТРАКТОРНЫЙ АГРЕГАТ-ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ СРЕДА»

системы (12) существует не для всех правых частей \vec{g} , а лишь для тех и только тех \vec{g} , которые удовлетворяют условию:

$$P_{N(I-Q)^T} \vec{g} = \vec{0}.$$

При выполнении этого условия множество решений данной системы будет иметь вид:

$$\vec{\pi} = (I - Q)^+ \vec{g} + P_{N(I-Q)} \vec{c}. \quad (14)$$

Для произвольного вектора $\vec{c} \in R^4$, где матрица $(I - Q)^+$ – псевдообратная по Муру-Пенроузу матрице $(I - Q)$ [23].

Выполняя обратное преобразование Лапласа и проверяя нормировочное условие, находим искомое распределение состояний системы.

Для расчета коэффициентов интенсивностей переходов системы «механизатор-МТА-производственная среда» использовались усредненные статистические данные: Госстата Украины относительно общего количества тракторов, которые находятся на балансе сельскохозяйственных предприятий, Госсельхозинспекции Украины по количеству тракторов, эксплуатация которых запрещена из-за неудовлетворительного технического состояния колес, Госгорпромнадзора Украины о случаях травмирования механизаторов при накачивании технически неисправных колес тракторов, а также экспертные оценки специалистов относительно вероятностей отдельных состояний процессов прохождения травмоопасных ситуаций.

В результате анализа соответствующих соотношений, характеризующих каждое состояние исследуемой системы, были получены следующие коэффициенты интенсивностей:

- среднестатистическое количество колес тракторов – 299440 единиц,

- количество технически исправных колес тракторов – 263507 единиц ($\lambda_{00} = 0,88$),

- количество технически неисправных колес тракторов – 35933 единицы ($\lambda_{01} = 0,12$),

- количество технически неисправных колес тракторов, которые были заменены на новые или отремонтированы – 8264 единицы ($\lambda_{10} = 0,23$),

- количество технически неисправных колес тракторов, которые продолжают эксплуатировать – 27669 единиц ($\lambda_{11} = 0,77$),

- количество технически неисправных колес тракторов, эксплуатация которых привела к наступлению травмоопасных ситуаций – 2767 единиц ($\lambda_{12} = 0,1$),

- количество травмоопасных ситуаций, которые перешли в критические – 553 случая ($\lambda_{23} = 0,2$),

- возвращение из травмоопасных ситуаций в неисправное состояние – 2214 случаев ($\lambda_{21} = 0,8$),

- возвращение из критических ситуаций в неисправное состояние – 553 случая ($\lambda_{31} = 1,0$).

В этом случае будем иметь матрицу переходов состояний системы:

$$\Lambda = \begin{pmatrix} -0,12 & 0,23 & 0 & 0 \\ 0,12 & -0,9 & 0,8 & 1 \\ 0 & 0,67 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0,2 & -1 \end{pmatrix}$$

Решая уравнение Колмогорова и учитывая нормировочное условие, получаем трехпараметрическую семью вероятностей состояний системы:

$$\begin{cases} P_0(t) = -0,0901c_1(0,235)^t - 0,0753c_2(0,2618)^t - \\ - 0,8417c_3(0,7947)^t + 0,515, \\ P_1(t) = 0,5211c_1(0,235)^t + 0,3997c_2(0,2618)^t + \\ + 0,4016c_3(0,7947)^t + 0,269, \\ P_2(t) = -0,7756c_1(0,235)^t - 0,7875c_2(0,2618)^t + \\ + 0,3494c_3(0,7947)^t + 0,18, \\ P_3(t) = 0,3446c_1(0,235)^t + 0,4631c_2(0,2618)^t + \\ + 0,0907c_3(0,7947)^t + 0,036. \end{cases}$$

Для того, чтобы выполнялось нормировочное условие, нужно положить константы $c_1 = c_2 = 0$, $c_3 = 0,5$.

Тогда функции состояний можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} P_0(t) = 0,5(0,7947)^t(-0,8417) + 0,515, \\ P_1(t) = 0,5(0,7947)^t(0,4016) + 0,269, \\ P_2(t) = 0,5(0,7947)^t(0,3494) + 0,18, \\ P_3(t) = 0,5(0,7947)^t(0,0907) + 0,036. \end{cases}$$

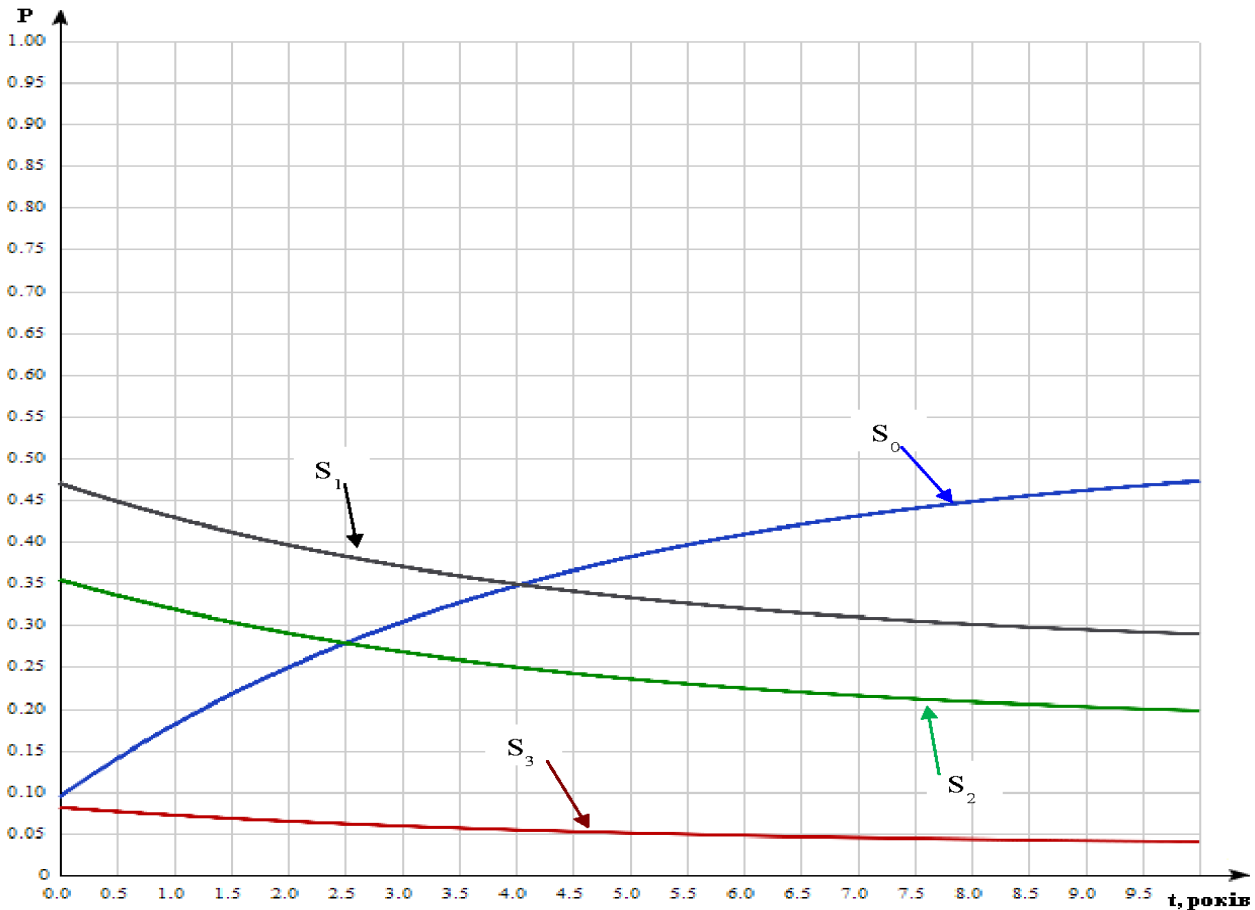


Рис. 2. Графики кинетических зависимостей вероятностей P состояний системы (S_0, S_1, S_2, S_3)
Fig. 2. Graphs of kinetic dependences of the probabilities P system states (S_0, S_1, S_2, S_3)

Финальные распределения вероятностей будут составлять:

$P_0(t) = 0,515$, $P_1(t) = 0,269$, $P_2(t) = 0,18$, $P_3(t) = 0,036$.

Графики кинетических зависимостей вероятностей P состояний системы (S_0, S_1, S_2, S_3) представлены на рис. 2.

Это значит, что 51,5 % тракторных колес будут находиться в исправном состоянии, 26,9 % перейдут в неисправное состояние, эксплуатация 18 % приведет к возникновению травмоопасной ситуации, а 3,6 % – к критической ситуации (травмирование механизатора).

ВЫВОДЫ

1. Применение математического аппарата для описания цепей Маркова с дискретными состояниями и непрерывным временем, как одного из методов вероятностного анализа случайных событий позволяет количественно оценивать риск

травмирования трактористов-машинистов при эксплуатации машинно-тракторных агрегатов и находить вероятности на всех этапах развития процесса прохождения травмоопасных ситуаций, а также прогнозировать вероятность нахождения системы «механизатор-МТА-производственная среда» в том или ином состоянии через определенный промежуток времени.

2. Прогнозные показатели вероятностей изменений состояний системы «механизатор-МТА-производственная среда» на основных производственных процессах в АПК указывают на то, что в средне- и долгосрочной перспективах указанная система приобретает стационарный режим функционирования, когда вероятности ее состояний практически не изменяются.

ПРИМЕНЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ СИСТЕМЫ «МЕХАНИЗАТОР-
МАШИННО-ТРАКТОРНЫЙ АГРЕГАТ-ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ СРЕДА»

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Krovak J. 1988.** Kaneova simulacni metoda (KSIM) – generator scenariu / J. Krovak // Ekon.-mat. obz. – № 2. 183–200.
2. **Burdakov N.Y. 1982.** Otsenka ustoychivosty proyzvodstvennykh system v ekstremal'nykh uslovyakh / N.Y. Burdakov // Prymeneniye matematycheskykh metodov yssledovaniya v voprosakh pozharney okhrany: Sb. nauchn. trudov. – M.: VNIYPO. 76–80.
3. **Havriley V.M. 1977.** Veroyatnostnaya otsenka pozharney opasnosti ystochnykov zazhyhaniya v proyzvodstvennykh zdaniyakh / V.M. Havriley, V.N. Tarasov // Materyaly Vsesoyuznoy nauchno-praktycheskoy konferentsyy po problemam pozharo- y vzryvozashchyty tekhnolohycheskogo oborudovaniya. – M.: VNIYPO. 148–154.
4. **Burdakov N.Y. 1980.** Statystycheskaya model' dynamiky pozharney bezopasnosti ob'ektov / N.Y. Burdakov, V.M. Havriley, V.N. Tarasov // Pozharnaya profylaktyka: Sb. trudov. – M., 1980. – Vyp. 16. 110–121.
5. **Hanayasu S. 1989.** Statistical evaluation for accident frequenul rates by sequential probability ratio tests / S. Hanayasu, H. Igarashi // Doboku hakkay rambunsiyu – Proc. ISCE. – 1989. – # 409. 47–56.
6. **Pryadkov V.Y. 1982.** Veroyatnostnaya model' rasprostraneniya opasnykh faktorov pozhara v zdaniyakh / V.Y. Pryadkov // Prymeneniye matematycheskykh metodov yssledovaniya v voprosakh pozharney okhrany: Sb. nauchn. trudov. – M.: VNIYPO. 70–76.
7. **Guymer P. 1989.** Use of probabilistic methods in fire hazard analysis / P. Guymer, G.W. Parry // Fire Prot and Fire Fight. Nuclear install.: Proc. Int. Symp., Vienna. – 27 February – 3 March, 1989. – Vienna, 1989. 485-504.
8. **Karwowski W. 1989.** Full modeling of risk factors for industrial accident prevention – Some empirical results / W. Karwowski, T. Marek, C. Noworol, K. Ostaszewski // Appl. Fully Sets Methods and Eng. – Amsterdam etl. 141–153.
9. **Holmberg J. 1989.** Application of the Dempster – Shafer Theory of Evidence for Accident Probability Estimates / J. Holmberg // Rel. Eng. and Syst. Safety. – № 1. 47–48.
10. **Chyzhova M.A. 2001.** Bezopasnost' zhyznedeyatel'nosti: Uchebnoe posobyie / M.A. Chyzhova, F.H. Nazmuhdynova, N.K. Nuhaeva, B.M. Azyzov. – Kazan': Kazanskyy hosudarstvennyy tekhnolohycheskyy un-t. 132.
11. **Bahyna L.H. 1979.** Yzucheniye y analiz prychn travmatyzma mekhanyzatorov / L.H. Bahyna // Okhrana truda v sel'skom khozyaystve. Nauchnye trudy Chelyabynskoho ynstytuta mekhanyzatsyy y elektryfikatsyy sel'skoho khozyaystva. – Chelyabynsk. – Vyp. 155. 34–35.
12. **Bondar' V.A. 1997.** Rysk, nadezhnost' y bezopasnost'. Systema ponyatiy y oboznacheniy / V.A. Bondar', Yu.P. Popov // Bezopasnost' truda v promyshlennosti. – # 10. 39–42.
13. **Antonov H.N. 1999.** O novykh podkhodakh k postroyeniyu lohyko-veroyatnostnykh modeley bezopasnosti strukturno-slozhnykh system / H.N. Antonov, A.S. Mozhaev // Problemy bezopasnosti pry chrezvychaynykh situatsyyakh. – M.: VINYTY. – Vyp. 9. 14–27.
14. **Belov P.H. 1999.** Modelyrovaniye opasnykh protsessov v tekhnosfere. Metodyycheskoe posobyie / P.H. Belov. – K.: KМУНА. – 124.
15. **Aronov Y.Z. 1998.** Sovremennyye problemy bezopasnosti tekhnyycheskykh system y analiza ryska / Y.Z. Aronov // Standarty y kachestvo. – # 3. 45–51.
16. **Aleksandrov A.B. 2002.** Yspol'zovaniye metoda dereva otkazov dlya analiza neschastnykh sluchayev / A.B. Aleksandrov, V.F. Martynyuk, S.L. Fomyn, E.E. Fomya // Bezopasnost' zhyznedeyatel'nosti. – # 9. 6–11.
17. **Behun V.V. 2000.** Veroyatnosnyy analiz bezopasnosti atomnykh stantsyy (VAB): Uchebn. posobyie / V.V. Behun, O.V. Horbunov, Y.N. Kadenko y dr. – K. 568.
18. **Hnatyuk O.A. 2008.** Metodyka pryimeneniya nepreryvnykh tsepey Markova dlya otsenky professyonal'noho ryzyka operatorov mobyl'nykh mashynno-traktornykh ahreatov (MTA) na proyzvodstvennykh protsessakh v APK Ukrainy / Vestnyk Khar'kovskoho natsyonal'noho tekhnyycheskoho unyversyteta sel'skoho khozyaystva ym. Petra Vasylenka. Vyp. 75 «Mekhanyzatsyya sel'skokhozyaystvennoho proyzvodstva». T. 2. – Khar'kov. 347–351.

19. **Levashov S. 2013.** Tekhnolohyya analytycheskoho rassledovanyya prychn neschastnykh sluchaev y yntsydentov // Okhrana truda. Na pomoshch' spetsyalystu po okhrane truda. – K. – # 3. 50–52.
20. **Venttsel' E.S. 2003.** Zadachy y uprazhnenyya po teoryy veroyatnostey: Uchebn. posobye dlya studentov VTUZov / E.S. Venttsel'. – M.: Akademyya. 440.
21. **Dynkyn E.B. 1963.** Markovskyye protsessy / E.B. Dynkyn. – M.: Fyzmathyz. 859.
22. **Venttsel' E.S. 1991.** Teoryya sluchaynykh protsessov y ee ynzhenerye prylozhenyya / E.S. Venttsel', L.A. Ovcharov. – M.: Nauka. 383.
23. **Boychuk A.A. 1994.** Obobshchenno-obratnye operatory y neterovy kraevye zadachy / A.A. Boychuk, V.F. Zhuravlev, A.M. Samoilenko. – K.: Naukova dumka. 315.

**USING PROBABILISTIC MODELING
TO PREDICT THE SECURITY
OF SYSTEM «MECHANIC-TRACTOR
UNITS-ENVIRONMENT»**

Summary. Using probabilistic modeling using mathematical tools to describe Markov chains with discrete states and continuous time made the forecast system security "mechanic, tractor units and production environment" in the long term of ten years of operation. The process of passing the traumatic situation is divided into four stages and is depicted in the form of the state graph of the "mechanic, tractor units and manufacturing environments." For the mathematical description of the state graph has been constructed system of differential equations of Kolmogorov. On the basis of Kolmogorov it was built matrix states, which are calculated using the Laplace transform. The result of the calculations was the final probabilities of finding the system that characterize the system stays in a particular state and the aspiration system to the stationary mode of operation, when the probabilities of its states virtually unchanged.

Key words: continuous Markov chain, mechanizers of agro-industrial complex, dangerous situation, state graph of random process, streams of events, intensity of transition probabilities.

ГРАФ-МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Иван Роговский

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: rogovskii@ukr.net*

Iwan Rohovsky

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: rogovskii@ukr.net*

Аннотация. Исследованы оптимальная периодичность и объем работ планирования технического обслуживания машин.

Анализ существующих методов определения оптимальных сроков проведения технического обслуживания.

При эксплуатации машин для лесотехнических работ необходимо обеспечения высокой вероятности безотказной работы при их минимальном простое.

В таких условиях стоимостные критерии или частичные показатели вероятности безотказной работы, коэффициента технического использования, коэффициента готовности взятые в отдельности не могут быть приняты в качестве критерия при определении оптимальности системы обеспечения работоспособности.

Связь между параметром-причиной и параметром-следствием может быть описана как аналитической, так и эмпирической зависимостью.

При этом, если параметр является следствием нескольких параметров-причин, то зависимость с каждым из них описывается в предположении постоянства остальных параметров-причин.

Указанные зависимости определяются только между параметрами соседних уровней (принцип непосредственности).

Поэтому в качестве показателя эффективности использования машины нужно принимать комплексный показатель, который количественно оценивается произведением вероятности безотказной работы на коэффициент технического использования.

Ключевые слова: периодичность, работоспособность, машина, критерий оптимальности, эксплуатация.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Состояние элементов механизма изменяется в процессе его эксплуатации в тесной взаимосвязи друг с другом.

Несмотря на то, что этот процесс подвержен влиянию ряда случайных факторов, взаимосвязь между изменением состояния отдельных элементов или звеньев может быть описана причинно-следственными связями, образующими причинно-следственную модель механизма и поддающимися количественной оценке.

Для того, чтобы в дальнейшем не происходило терминологической путаницы, кратко остановимся на некоторых терминах, используемых нами при проведении диагностического анализа механизма.

Под состоянием механизма мы понимаем качественную оценку способности объекта выполнять заданные при конструировании функции.

Свойство объекта, определяющее его способность выполнять заданные функции, получило название параметра состояния.

Если в качестве общей оценки состояния механизма принять его основной выходной сигнал, то на его величину прямо или косвенно будут оказывать влияние так называемые активные параметры состояния.

Однако в любом механизме есть группа параметров состояния, не оказывающих влияния на величину основного выходного сигнала, и в то же время определяющих

работоспособность отдельных узлов механизма.

Такие параметры получили наименование пассивных.

Как активные, так и пассивные параметры состояния, могут быть регулируемы и нерегулируемы, чем в значительной мере определяется характер их влияния на состояние механизма.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Величина параметра состояния может быть определена (измерена) без разборки механизма [1].

Для этого используются диагностические сигналы, возникающие в процессе работы механизма, и воспринимаемые специальной измерительной аппаратурой [2, 3].

Приступая к диагностическому анализу объекта, необходимо прежде всего определить его основной выходной сигнал [4]. Для тракторного двигателя, например, таким сигналом является эффективная мощность, для какого-либо насоса основным выходным сигналом является его производительность (при определенных условиях) и т. д. [5].

Следующим шагом является определение причин, непосредственно влияющих на величину основного выходного сигнала [6].

Требование непосредственности влияния является обязательным, если мы хотим получить правильное представление о сумме причин, влияющих на величину основного выходного сигнала механизма [7].

Правильному определению причин часто способствует имеющаяся аналитическая зависимость основного выходного сигнала от величины параметров-причин [8].

Если такой зависимости нет, то параметры-причины устанавливаются эмпирическим путем [9].

В свою очередь, установленные параметры-причины, сами являются следствием действия ряда других причин, при определении которых также обязателен принцип непосредственности [10].

Продолжая подобную детализацию причин и следствий, можно достичь любого уровня причин, вплоть до молекулярного

[11]. Если причины и следствия установлены правильно, т. е. учтены все связи причин и следствий, то в результате мы получаем причинно-следственную модель механизма.

Для практических целей диагностики оказывается вполне достаточным на нижнем уровне причин ограничиться внешними условиями, в которых работает то или иное звено механизма [13]. Этот уровень причин нами условно обобщается понятием «время работы», хотя конкретно на этом уровне могут находиться такие причины, как величина приложенной нагрузки, пройденный путь, температура, влажность, давление, запыленность воздуха и т. п. [12].

Однако, поскольку эти причины являются внешними по отношению к рассматриваемому механизму, они объединяются указанным понятием «время».

Далее будет показана эффективность этого приема для получения практических результатов причинно-следственного анализа [13].

Рассматривая вопрос причинно-следственного анализа механизмов, нельзя не вспомнить о том, что первые практические попытки такого подхода к описанию процесса изменения состояния механизмов предприняты в отношении тормозной системы автомобиля с гидравлическим приводом [14].

Аналогичную методику применили при построении функциональной модели карбюраторного двигателя внутреннего сгорания [15].

Как указывали сами авторы, полученные граф-модели систем служили больше иллюстрацией, нежели инструментом исследования количественных показателей связей причин и следствий [16].

Начав наши исследования примерно с такого же уровня [17], мы затем обнаружили, что причинно-следственная модель поддается весьма эффективному анализу с применением ряда количественных характеристик [18].

В этих целях мы использовали прежде всего аналогию рассматриваемой системы со структурой измерительных приборов при проведении анализа причин, влияющих на точность их показаний [19–21].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Связь между параметром-причиной и параметром-следствием может быть описана как аналитической, так и эмпирической зависимостью. При этом, если параметр является следствием нескольких параметров-причин, то зависимость с каждым из них описывается в предположении постоянства остальных параметров-причин. Указанные зависимости определяются только между параметрами соседних уровней (принцип непосредственности).

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В общем виде эти зависимости могут быть представлены как Π_{ci}^N (Π_{pj}^{N+1}), где N – номер уровня, i, j – номера параметров на соответствующем уровне. Индексами «п» и «с» обозначены причина и следствие.

Воспользовавшись терминологией структурного анализа механизмов [6], введем понятие передаточного коэффициента S , представляющего собой предел отношения приращения параметра-следствия к приращению параметра-причины, когда последнее стремится к нулю:

$$S_{ji} = \lim_{\Delta \Pi_{pj}^{N+1} \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta \Pi_{ci}^N}{\Delta \Pi_{pj}^{N+1}} \right). \quad (1)$$

Эта формула дает возможность заметить, что передаточный коэффициент S может быть как безразмерным в случае, если сравниваются величины с одинаковыми размерностями, так и размерным, если размерности $\Pi_{п}$ и $\Pi_{с}$ различны. В дальнейшем будет показано, что на конечном результате расчета эта особенность не отражается.

Если зависимость $\Pi_{с}(\Pi_{п})$ нелинейна, то очевидно, что величина S не будет иметь постоянного значения на всем диапазоне изменения $\Pi_{п}$. Для упрощения практического расчета такую зависимость можно аппроксимировать прямой с применением, например, метода наименьших квадратов. При этом, естественно, появляется некоторая погрешность, величина которой переменна на всем диапазоне изменения $\Pi_{п}$. Ввиду того, что величины $\Pi_{п}$ и $\Pi_{с}$, как правило, изменяются лишь на небольшом участке возможного диапазона изменений,

аппроксимацию прямой можно осуществлять лишь для этого участка, что значительно снижает ошибку аппроксимации.

Зависимость $\Pi_{с}(\Pi_{п})$ может быть как прямой, так и обратной. В последнем случае коэффициент S будет иметь знак минус, свидетельствующий о том, что с увеличением параметра-причины происходит уменьшение параметра следствия.

Передаточный коэффициент S служит вспомогательным средством для определения ряда других количественных связей между параметрами. Характерно, что для всех связей, кроме связи с причиной «время», вероятностная составляющая в величине передаточного коэффициента весьма незначительна (за исключением ошибок измерительных приборов, присутствующих в эмпирических связях).

Между изменением параметра нижнего уровня и изменением «времени» также существует определенная зависимость, которая может быть охарактеризована передаточным коэффициентом. Этот передаточный коэффициент отражает динамику изменения параметра во времени. Он представляет собой отношение приращения изменения параметра к приращению времени. В отличие от обычного передаточного коэффициента это отношение названо нами коэффициентом динамичности D параметра.

Очевидно, что каждый из параметров, входящих в причинно-следственную модель механизма, должен иметь свой коэффициент динамичности, так как в изменение данного параметра вносит свою долю и параметр-причина, имеющий непосредственную связь с параметром «время».

На рис. 1 показана номограмма, служащая для определения коэффициента динамичности D_i , некоторого параметра Π_{ci} связанного зависимостью с параметром Π_{pj} .

Из рис. 1 следует, что

$$\frac{d\Pi_{ni}}{d\Pi_{nj}} = \tan \theta,$$

а

$$\frac{d\Pi_{ni}}{dt} = \tan \alpha,$$

вследствие чего $d\Pi_{ci} = \tan \theta \tan \alpha dt$, откуда

$$\frac{d\Pi_{ci}}{dt} = D_i = \tan \theta \tan \alpha = S_{ji} D_j.$$

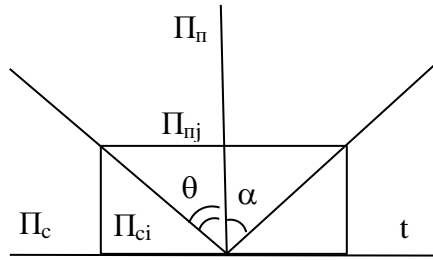


Рис. 1. Схема к расчету коэффициента динамичности

Fig. 1. Scheme to calculation of dynamic factor

Таким образом, для определения коэффициента динамичности i -го параметра N -го уровня необходимо знать передаточный коэффициент между j -м параметром $(N+1)$ -го уровня и i -м параметром N -го уровня, а также коэффициент динамичности j -го параметра $(N+1)$ -го уровня.

Если данная ветвь причинно-следственной модели имеет L уровней, то для параметра $(L-1)$ -го уровня коэффициент динамичности будет иметь значение

$$D^{L-1} = S^L D^L$$

и аналогично $D^{L-2} = S^{L-1} D^{L-1} = S^{L-1} S^L D^L$,

$$D^N = D^L \prod_{L}^{N+1} S^m, \quad (3)$$

где: $m = L, L-1, L-2, \dots, N+1$.

Формула (3) дает возможность проследить последовательность влияния параметров по некоторому одному пути от низшего до высшего уровня.

Если параметр Π_{Ci}^N зависит от l параметров-причин $(N+1)$ -го уровня, то для каждой пары связей $\Pi_c(\Pi_{pk}^{N+1})$, где $k = 1, 2, \dots, n$, могут быть найдены значения коэффициентов динамичности:

$$D_i = S_{ki} D_k. \quad (4)$$

Суммарное влияние всех параметров-причин $(N+1)$ -го уровня на параметр-следствие N -го уровня выражается формулой:

$$D_i = \sum_1^n S_{ki} D_k. \quad (5)$$

Из формулы (3) нетрудно также заметить, что для определения зависимости параметра высшего уровня от времени нет необходимости исследовать эту зависимость непосредственно.

Достаточно лишь определить коэффициенты динамичности параметров-причин низшего уровня и не допустить

существенных просчетов в определении перечня этих параметров-причин. На рис. 2 (1 – индикаторная мощность, 2 – индикаторное давление, 3 – число оборотов вала двигателя, 4 – давление конца горения, 5 – показатель политропы расширения, 6 – показатель работы регулятора, 7 – качество распыливания топлива, 8 – угол начала впрыска, 9 – коэффициент остаточных газов, 10 – давление конца сжатия, 11 – цикловая подача топлива, 12 – износ распылителя: 13 – давление начала впрыска, 14 – износ распределительных шестерен, 15 – износ кулачка топливного насоса, 16 – коэффициент наполнения, 17 – показатель политропы сжатия, 18 – пневматическая плотность цилиндра, 19 – износ плунжерной пары, 20 – износ нагнетательного клапана: 21 – сопротивление топливопровода, 22 – жесткость пружин регулятора, 23 – износ деталей регулятора, 24 – давление конца выхлопа, 25 – давление конца всасывания, 26 – температура стенок цилиндра, 27 – износ «цилиндр-поршень», 28 – износ «поршень – кольца», 29 – износ фасок клапанов, 30 – скорость движения выхлопных газов, 31 – фазы выхлопного клапана, 32 – длительность открытого состояния выхлопного клапана: 33 – длительность открытого состояния всасывающего клапана, 34 – фазы всасывающего клапана, 35 – скорость движения воздуха, 36 – засоренность водяного радиатора, 37 – натяжение ремня вентилятора, 38 – толщина накипи на рубашке, 39 – засоренность глушителя, 40 – время-сечение выхлопа, 41 – износ шестерни распределительного вала, 42 – износ, подшипников распределительного вала, 43 – время-сечение всасывания, 44 – засоренность воздухоочистителя, 45 – износ гнезда выхлопного клапана, 46 – износ выхлопного кулачка, 47 – зазор между коромыслом и стержнем выхлопного клапана, 48 – зазор между коромыслом и стержнем всасывающего клапана, 49 – износ всасывающего кулачка, 50 – износ гнезда всасывающего клапана) показана причинно-следственная модель дизельного двигателя внутреннего сгорания.

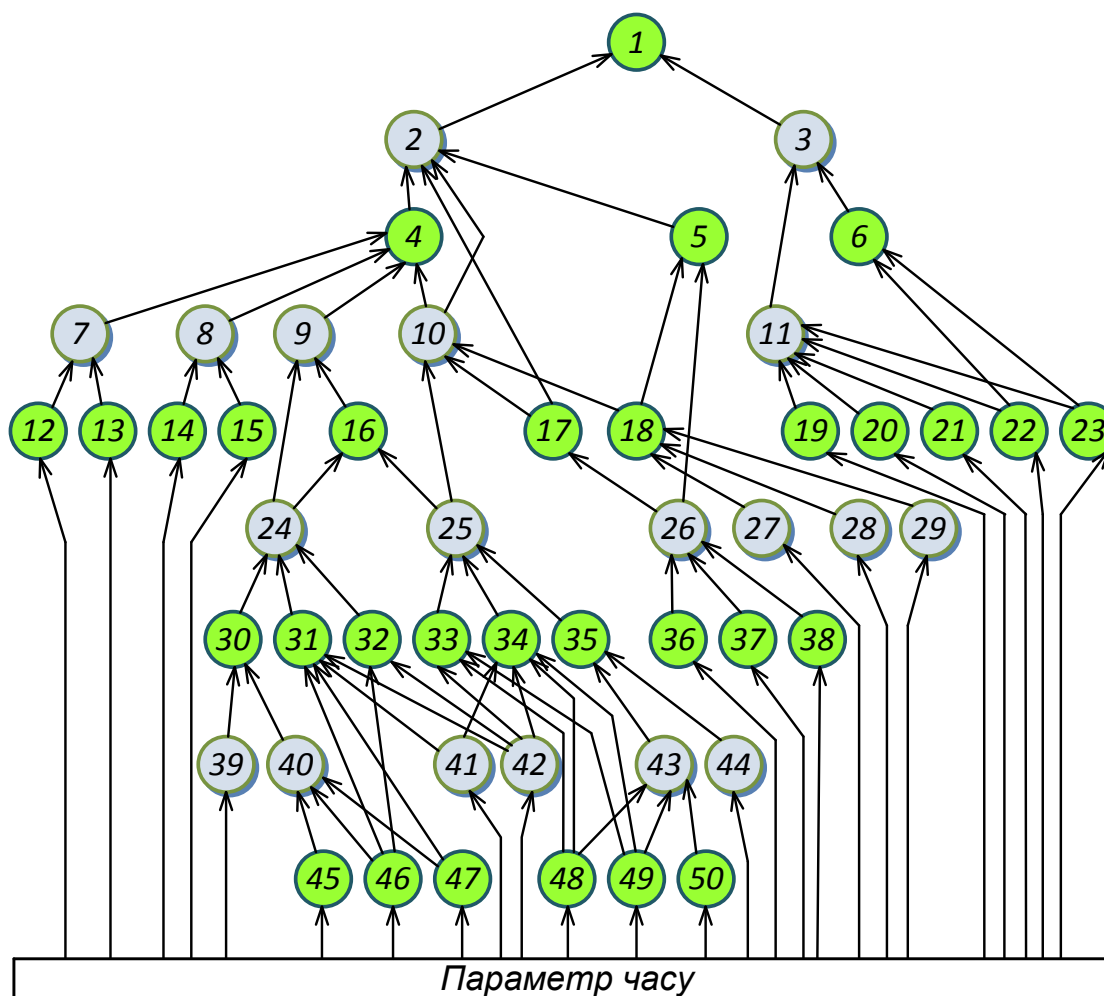


Рис. 2. Причинно-следственная модель дизельного двигателя (фрагмент с активными параметрами)

Fig. 2. Causal model of the diesel engine (the fragment with the active options)

В этой модели в качестве основного выходного сигнала принята индикаторная мощность двигателя. Наименования параметров модели приведены в подрисуночной надписи.

Помимо основного коэффициента динамичности, каждый параметр, имеет еще и долевой коэффициент динамичности d_i , показывающий ту часть изменения параметра высшего уровня (в нашем случае – индикаторной мощности) во времени, которая вносится действием данного параметра. Долевой коэффициент динамичности любого параметра имеет размерности коэффициента динамичности параметра высшего уровня. Формула для подсчета коэффициента динамичности имеет вид:

$$d_i = D_i \prod_i^2 S^k. \quad (6)$$

где: D_i – собственный коэффициент динамичности i -го параметра, S^k –

передаточные коэффициенты параметров цепочки от i -го до I -го уровня.

Основным свойством долевого коэффициента динамичности является то, что он позволяет определить наиболее слабое звено (параметр) данного механизма по признаку максимального влияния на изменение параметра i -го уровня, т. е. по максимуму долевого коэффициента.

Еще одной количественной характеристикой причинно-следственной модели является коэффициент влияния, представляющий собой произведение передаточных коэффициентов на последовательной цепочке от низшего до высшего уровня:

$$\beta_i = D_i \prod_i^1 S^k. \quad (7)$$

Коэффициент влияния может иметь различные значения на различных путях влияния данного параметра на параметр высшего уровня. Путь влияния может быть

ГРАФ-МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

от одного до нескольких десятков, как например у параметра «Зазор между коромыслом и стержнем клапана» (для одного цилиндра двигателя), имеющего 23 различных пути влияния на величину индикаторной мощности (см. рис. 2). В расчете должен использоваться суммарный коэффициент влияния по всем путям влияния.

Знак коэффициента влияния может быть как положительным, так и отрицательным, причем, на разных путях влияния знак коэффициента может быть различным и лишь при суммировании окончательно определяется знак коэффициента влияния.

Перечисленные выше четыре характеристики причинно-следственной модели дают возможность решать целый ряд важных практических задач. На некоторых из этих задач мы и остановимся ниже, но прежде рассмотрим одну особенность изменения коэффициента динамичности параметра нижнего уровня в процессе эксплуатации объекта.

Речь идет о том, что величина параметра нижнего уровня в общем случае в силу ряда причин изменяется во времени нелинейно. Наблюдающиеся линейные зависимости являются лишь частными случаями общей зависимости, описываемой элементарной степенной функцией типа:

$$P = at^b. \quad (8)$$

где: t – текущее время, a – коэффициент, характеризующий масштаб зависимости, b – показатель, постоянный для данного типа сопряжения.

Продифференцировав выражение (8) по времени, получим общее выражение для коэффициента динамичности параметра:

$$D = abt^{b-1}. \quad (9)$$

Располагая экспериментальными данными о величинах коэффициентов a и показателей b параметров нижнего уровня, пользуясь причинно-следственной моделью можно определить показатели зависимостей от времени параметров высших уровней, в том числе и параметра первого уровня (основного выходного сигнала). Используя имеющиеся экспериментальные данные, мы произвели подобный расчет для модели, изображенной на рис. 2. В результате расчета были получены значения

показателей степени для всех параметров, входящих в данную модель. Некоторые из них приведены в табл. 1.

Таблица 1. Значения показателей степени, полученные расчетом причинно-следственной модели

Table 1. Values of the exponents obtained by the calculation of a causal model

Наименование параметра	Значение показателя b
Фазы газораспределения	1,16
Давление конца выпуска газов	1,13
Давление конца всасывания	1,98
Цикловая подача топлива	1,09
Угол начала впрыска топлива	1,25
Дисперсность распиливания топлива	1,05
Пневматическая плотность цилиндра	1,86
Показатель политропы сжатия	1,39
Давление конца сжатия	2,00
Показатель политропы расширения	1,93
Давление конца горения топлива	1,37
Индикаторная мощность двигателя	1,88

Используя причинно-следственную модель, можно установить предельные значения параметров нижних уровней, задавшись предельным изменением параметра первого уровня. Задавшемся уменьшением цилиндрической индикаторной мощности за 500 часов работы, мы определили, на какую величину изменятся за этот же период параметры нижних уровней. Некоторые результаты этого расчета приведены в табл. 2.

Анализ данных табл. 2 указывает на наиболее слабые места системы «Двигатель». Проведение подобного расчета позволяет достаточно обоснованно устанавливать допустимые и предельные значения параметров состояния механизма. При этом, конечно, всесторонне должно

быть обосновано заданное изменение параметра первого уровня.

Таблица 2. Значения изменений параметров за 500 ч, полученные расчетом причинно-следственной модели

Table 2. The values of changes in the parameters over 500 h obtained by calculation of the causal model

Наименование параметра	Значение параметров
Цикловая подача топлива	-7,02%
Угол начала впрыска топлива	-1,0°
Давление начала впрыска	-40%
Натяжение ремня вентилятора	-52,5%
Зазор в механизме газораспределения	+0,16 мм
Засоренность воздухоочистителя	+200 %
Утопание клапанов	+0,056 мм
Износ кулачков распределительного вала	+0,14 мм
Износ по толщине зуба распределительной шестерни	+0,055 мм
Износ подшипников распределительного вала	+0,027 мм
Засоренность водяного радиатора	+0,5%
Увеличение слоя накипи в рубашке	+0,2 мм
Износ деталей распылителя	+48%
Изменение жесткости пружин регулятора	-2%

В заключение рассмотрим, как причинно-следственная модель помогает установить оптимальную периодичность регулировочных и других работ, направленных на частичное или полное восстановление работоспособности механизма.

Как уже указывалось выше, на изменение основного выходного сигнала оказывают влияние одновременно и независимо друг от друга две группы параметров состояния: регулируемые и нерегулируемые.

Предположим, что восстановление номинальных значений регулируемых параметров происходит одновременно.

С начала эксплуатации до момента первой регулировки величина основного выходного сигнала изменяется по некоторому закону:

$$П_1 = a_1 t_{i_1}^{b_1},$$

где: t_{i_1} – текущее время в первом периоде.

Изменения, вносимые в величину $П_1$ параметрами первой группы, можно выразить аналогичным законом:

$$П_p = a_p t_{i_p}^{b_p}, \quad (10)$$

а параметрами второй группы – подобной же формулой:

$$П_n = a_n t_{i_n}^{b_n}, \quad (11)$$

Соответственно коэффициенты динамичности основного выходного сигнала и двух групп параметров-причин имеют вид:

$$D_1 = \frac{dП_1}{dt} = a_1 b_1 t_{i_1}^{b_1-1}, \quad (12)$$

$$D_p = \frac{dП_p}{dt} = a_p b_p t_{i_p}^{b_p-1}, \quad (13)$$

$$D_n = \frac{dП_n}{dt} = a_n b_n t_{i_n}^{b_n-1}. \quad (14)$$

Итак, в начальный период

$$П_1 = П_p + П_n,$$

а

$$D_1 = D_p + D_n.$$

После того, как была проведена первая регулировка всех регулируемых параметров одновременно и их значения были восстановлены до номинальных, величина изменения параметра высшего уровня будет равна лишь доле изменения, внесенной группой нерегулируемых параметров за время t_1 .

$$П_1 = П_n.$$

Для группы регулируемых параметров с момента регулировки отсчет времени начинается с нуля, ввиду чего группа регулируемых параметров во втором периоде вносит изменения в величину $П_1$ по прежнему закону:

$$П_p = a_p t_{i_p}^{b_p},$$

$$D_p = a_p b_p t_{i_p}^{b_p-1}.$$

В то же время группа нерегулируемых параметров изменяется в соответствии с формулами:

$$П_n = a_n (t_1 + t_{i_2})^{b_n},$$

$$D_n = a_n b_n (t_1 + t_{i_2})^{b_n-1},$$

где: t_1 – длительность первого периода, t_2 – текущее время между первой и второй регулировками.

В связи с этим

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \Pi_p + \Pi_n = a_p t_{i_p}^{b_p} + a_n (t_1 + t_{i_2})^{b_n}, \\ D_1 &= D_p + D_n = a_p b_p t_{i_p}^{b_p-1} + \\ &\quad a_n b_n (t_1 + t_{i_2})^{b_n-1}. \end{aligned}$$

Описанный процесс будет происходить и в последующих периодах между регулировками, поэтому в общем виде в период m величина изменения параметра высшего уровня и его коэффициент динамичности составят:

$$\Pi_1 = a_p t_{i_m}^{b_p} + a_n (\sum_1^{m-1} t_k + t_{im})^{b_n}, \quad (15)$$

$$D_1 = a_p b_p t_{i_p}^{b_p-1} + a_n b_n (\sum_1^{m-1} t_k + t_{im})^{b_n-1}. \quad (16)$$

Так как регулировка по потребности проводится лишь в момент, когда Π_1 равно предельному изменению $\Pi_1^{пр}$, то величина периода до следующей регулировки определяется из условия:

$$\Pi_1^{пр} = a_p t_{i_m}^{b_p} + a_n (\sum_1^{m-1} t_k + t_m)^{b_n}, \quad (17)$$

Для расчетов по формуле (17) могут быть использованы расчетные значения a_p , b_p , a_n и b_n , получаемые в результате причинно-следственного анализа объекта, либо эти же значения, уточненные в период эксплуатации объекта.

Величина t_m представляющая собой прогноз работы объекта после регулировки до момента достижения предельного значения изменения параметра высшего уровня, подсчитывается по формуле:

$$t_m = \left[\frac{\Pi_1^{пр}}{a_p(1+z)} \right]^{\frac{1}{b_p}}. \quad (18)$$

Здесь

$$z = \frac{a_n [t_s^{b_n} - (\sum_1^{m-1} t_k)^{b_n}]}{a_p (t_s - \sum_1^{m-1} t_k)^{b_p}}. \quad (19)$$

В формуле (19) t_s – значение времени от начала эксплуатации, при котором Π_n достигает значения $\Pi_1^{пр}$.

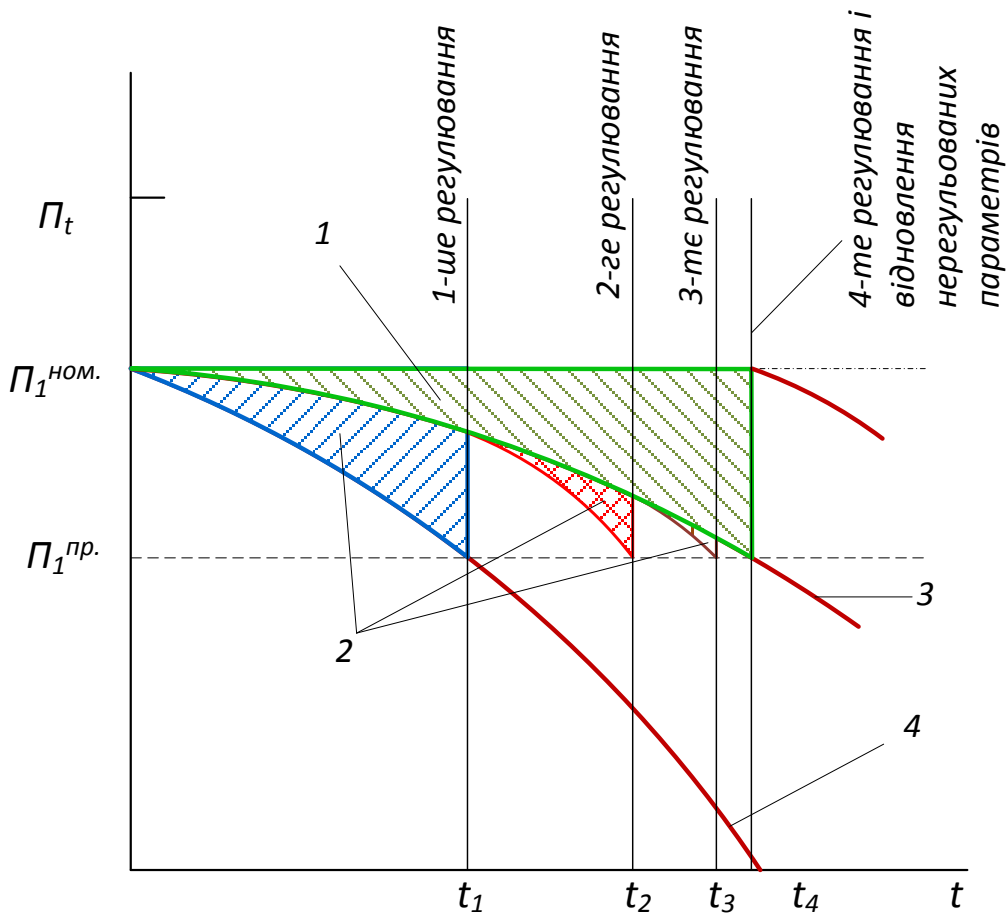


Рис. 3. График изменения параметра высшего, уровня при проведении регулировок по потребности

Fig. 3. Graph of the parameter is higher, the level adjustment according to needs

Анализ формулы (19) показывает, что с приближением значения $\sum t^k$ к t_s величина z возрастает, что свидетельствует о постоянном росте роли нерегулируемых параметров в формировании технического состояния объекта при условии, если регулируемые параметры будут все одновременно восстанавливаться до номинальных значений.

На рис. 3 (1 – зона влияния нерегулируемых параметров, 2 – зоны влияния регулируемых параметров, 3 – предельная кривая (верхняя), 4 – предельная кривая (нижняя)) показан графически процесс изменения значения Π_1 и его восстановления путем проведения регулировок.

В момент, когда дальнейшая регулировка параметров первой группы уже не приносит нужного результата, возникает необходимость в восстановлении номинальных значений и параметров второй группы, что достигается путем проведения ремонтных операций.

Объем статьи не позволяет подробно изложить методику прогнозирования момента восстановления активных нерегулируемых параметров и пассивных нерегулируемых параметров, определяющих номенклатуру и объем текущего и капитального ремонта механизма.

Можно лишь указать, что такое прогнозирование вполне реально на основе причинно-следственного анализа и для него нами получены простые расчетные формулы, оптимизирующие прогнозируемый период по критериям минимума убытков, связанных с простоями объекта и заменой изношенных деталей, а также по критерию максимума произведенной или переданной механизмом энергии.

ВЫВОДЫ

1. Построение причинно-следственной модели состояния объекта создает прочную логическую базу для решения различных задач технической диагностики и технического обслуживания объектов.

2. Введенные нами количественные характеристики причинно-следственной модели состояния объекта достаточны для

численного решения задач диагностики и прогнозирования. Эти решения могут быть особенно эффективными при использовании электронно-вычислительной техники.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Aleksandrovskaya, L.H. 2001.** *Sovremennyye metody obespecheniya bezotkaznosti slozhnykh tehnikeskikh sistem* / L. H. Aleksandrovskaya, P. Afanasev, A. A. Lisov. – K.: Logos. – 208.
- Baranov, A. I. 2002.** *Mashiny i mehanizmy dlya lesnogo hozyaystva* / I. Baranov. – M.: Goslesbumizdat, – 380.
- Byikov, V.V. 2004.** *Kontseptualnyie i tehnologicheskie osnovy sistemyi tehnicheskogo servisa transportnykh i tehnologicheskikh mashin lesnogo kompleksa* / V. V. Byikov. – M.: MGUL, – 324.
- Gutselyuk, N. A. 2006.** *Vyibor traktora dlya lesnohozyaystvennykh rabot* / N. A. Spiridonov, S. V. Gutselyuk. – SPb.: Profiks, – 136.
- Kolodiy, P. V. 2009.** *Mehanizatsiya lesnohozyaystvennykh rabot s osnovami teoreticheskoy mehaniki* / P. V. Kolodiy, T. A. Kolodiy. – Gomel: GGU im. F. Skorinyi. – 339.
- Kotikov, V. M. 2004.** *Lesozagotovitelnyie i trel'Yovochnyie mashiny* / V. M. Kotikov, S. N. Eremeev, A. V. Erhov, pod red. V. M. Kotikova. – M.: Izdatelskiy tsentr «Akademiya». – 336.
- Melehov, I. S. 2003.** *Lesovodstvo* / I. S. Melehov. – M.: MGUL, – 320.
- Pavlov, A. I. 2004.** *Povyishenie nadezhnosti gidroprivodov lesnykh mashin* / A. I. Pavlov. – Yoshkar-Ola: Nauka. – 238.
- Poletaykin, V. F. 2007.** *Proektirovanie spetsialnykh lesnykh mashin* / V. F. Poletaykin. – Voronezh: Nauka. – 280.
- Poletaykin, V. F. 2007.** *Proektirovanie spetsialnykh lesnykh mashin* / V. F. Poletaykin. – Krasnoyarsk: SGTU. – 280.
- Shelgunov, Yu.V. 2012.** *Mashiny i oborudovanie lesozagotovok, lesosplava i lesnogo hozyaystva* / Yu. V. Shelgunov, G. M. Kutukov, G. P. Ilin. – M.: Lesnaya promyshlennost. – 520.
- Titova, Lyidmyla. 2013.** *Effektivnost tehnicheskogo obsluzhivaniya lesnykh MES* / Lyidmyla Titova, Ivan Rogovskiy // Motrol:

Motorization and power industry in agriculture. – Tom 16, №3. – 303–310.

13. Novitskiy A.V. 2013. Metodichni pidhodi otsInki nadIynostI lyudini-operatora, yak skladovoyi sistem «lyudina – mashina – seredovische» / A.V. Novitskiy, Z.V. Ruzhilo, O.A. Novitska // Visnik HNTUSG Im. Petra Vasilenka. – Harkiv, HNTUSG. – Vip. 133. – 243–248.

14. Ostreykovskiy V.A. 2003. Teoriya nadyozhnosti: uchebnoe posobie / V.A. Ostreykovskiy. – M.: Vyssh. shk. – 463.

15. Pozdnyakov V.D. 2006. Povyishenie nadezhnosti i effektivnosti funktsionirovaniya operatorov mehanizirovannyih protsessov zhitovnovodstva: avtoref. dis. na soiskanie nauchn. stepeni doktora tehn. nauk: 05.20.01/ Pozdnyakov Vasiliy Dmitrievich. – Orenburg. – 35.

16. Poshivalov V.P. 2010. Vznachennya kompleksnih pokaznikov nadIynosti ergatichnih sistem / V.P. Poshivalov, Yu.F. Daniev, O.V. Poshivalova // Visnik Akademiyi mitnoyi sluzhbi UkraYini. Seriya: “Tehnichni nauk?”. – # 1 (43). – 111 – 119.

17. Rogovskiy I.L. 2011. Vpliv pokaznikov nadiynosti na perIodichnIst tehničnogo obslugovuvannya silskogospodarskih mashin / I.L. Rogovskiy // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 13B. – 92 – 97.

18. Rogovskiy I.L. 2013. Metodologiya tehničnogo obslugovuvannya silskogospodarskih mashin / I.L. Rogovskiy, O.V. Dubrovina // Tehnika ta energetika APK: zbirnik naukovih prats NUBIPU. – K.: NUBIPU. – Vip. 185, ch. 2. – 372–379.

19. Ushakov I.A. 2008. Kurs teorii nadYozhnosti sistem: uchebnoe posobie dlya vuzov / I.A. Ushakov. – M.: Drofa. – 239.

20. Shtutman P.L. 2009. Teoretiko – metodichni zasadi rozrobki modeli kompetentsly personalu / P.L. Shtutman // Zbirnik naukovih prats Kirovogradskogo natsIonalnogo tehničnogo universitetu. seriya: ekonomichni nauki. – Kirovograd. – № 15. – 40–44.

21. Rogovskii Ivan. 2014. Stochastic models ensure the efficiency of agricultural machines / Ivan Rogovskii // Motrol : Motorization and

power industry in agriculture. – Tom 16, №3. – 296–302.

GRAPH-MODELING WHEN RESPONSE AND RECOVERY OF AGRICULTURAL MACHINERY

Summary. Investigated the optimal frequency and scope of works planning of maintenance of machinery.

Analysis of existing methods for the determination of optimal terms of maintenance.

In the operation of machines for forestry works to ensure a high probability of failure-free operation at minimum idle.

In such circumstances, cost criteria or partial indicators of the probability of failure-free operation, the coefficient of technical use, availability alone cannot be taken as a criterion in determining the optimality of the system to ensure efficiency.

The relationship between the parameter and the cause parameter, the result can be described by both analytical and empirical dependence.

If the parameter is a consequence of several parameters – the reasons, then the relationship with each of them is described in the assumption of permanence. other options-reasons.

These dependencies are determined only between adjacent levels (principle of immediacy).

Therefore, as the indicator of efficiency of use of the machine need to adopt a comprehensive indicator, which quantitatively estimated by the product of the probability of coefficient of technical use.

Key words: servicing interval, availability, machinery, index of optimization, exploitation.

LANDSCAPE ANALYSIS METHODOLOGY OF NATIONAL PARKS TERRITORIES

Andriy Golub

*Kyiv National University of Construction Architecture
Prospect Povitroflotsky, 31, Kyev, Ukraine. E-mail: golubarchitect@yahoo.com*

Summary. The methods of landscape territory analysis of national parks are considered in this article: the assessment method of the climatic conditions, the assessment method of relief, the assessment method of soil cover, the assessment method of exogenous and endogenous processes.

The indexes of territory favorableness degree for recreational using based on considered methods are offered.

This method determines the degree of landscapes suitability for recreational use and environmental measures, which in turn is one of the main factors influencing the location of the nature reserves and their structure.

Based on this assessment the present state of landscapes (degree of digression, a variety of vegetation, hydrogeological conditions, geological structure, etc.) and current function (recreational, residential, economic, etc.) are determined.

As a result, a landscape analysis should lead to the development of recommendations for delineating the different functional areas in national parks, which are differentiated by the degree of protected areas.

Key words: national park, landscape analysis.

INTRODUCTION

The analysis of territories, that determines the value of landscapes is one of main factors having influence on the location of the natural protected fund objects, determines their structure and functional zoning, including national parks.

The problems of territories landscape analysis are studied by the specialists from different spheres of knowledge: by geographers, environmentalists, biologists and other specialists aiming at the development of corresponding science directions, and in the field of urban

planning - by architects with the purpose of reasoning and recommendations for project practice.

A landscape is a natural or anthropogenic (changed by human activities) territorial or equatorial complex, genetically-uniform area (segment) of landscape area with a single geological foundation, identical relief, hydroclimatic mode, combination of soils and biocenosis and morphological structure characteristic for it [3].

A special place is taken by the recreational resources scientific research methods: climatic, landscape, curative, etc. by means of which the "integral" estimation of recreational resources aiming at using them for rest, treatment and tourism is given.

PURPOSE OF WORK

The purpose of this paper is the detecting indexes of territory favourableness degree for the recreational using.

ANALYSIS METHODS OF RESEARCHING

One of the first researches, analyzing characteristics of natural complex and estimating recreational resources, is the work by O.I. Melick-Pashaev "Designing methodology of state national parks in the RSFSR (recommendations)", was published in 1987, in which conception bases of national parks space-planning organization, their classification, goals, tasks and structure, the analysis methodology of natural complex and recreational resources and the assessment methodology of the natural complex state as a result of anthropogenic influence, etc. are described [5].

The methods of landscape territory analysis and recreational resources, in particular, were investigated in the works of such Ukrainian sci-

entists-architects as I. Rodichkin, T. Panchenko, V. Gorodskiy, L. Rudenko [4, 10, 11, 13–15].

Based on the researches of the above mentioned scientists-architects and it can be generalized, that methodology of landscape analysis of national park territory as a recreational object includes the following methods:

a) assessment of the natural environment, resources and landscapes (climate, relief, soils, vegetation coverage, superficial and underground waters, hydrogeological conditions, geological structures and engineering geological factors),

b) assessment of exogenous processes (avalanches, landslides, collapses, subsidence, erosion, abrasion, karst, water logging, etc.) and endogenous processes (seismic),

c) assessment of anthropogenic factors and urban conditions (settlement, industry, engineering infrastructure, etc.),

d) assessment of recreational resources (health resort, cultural cognitional, historical architectural, etc.).

All these and other assessment methods are used in the general practice of urban design, regardless of the spatial object (region, district, city).

Climatic conditions assessment method, except descriptions of basic climate components (temperature, humidity, precipitations, wind, radiation mode, etc) must be used for the assessment of climate influence on recreational complexes functioning, and also on determination the degree of climate favourableness for forming recreational zones of the managed and stationary recreation. This method has been studied thoroughly in geographical and ecological researches and is widely used in design practice [1, 6, 9, 12, 16].

For taking into account the recreational factors, the estimation of degree of territories favourableness by the climatic conditions and estimation of weather complex for recreational employments should be given in accordance with the indexes of Table 1.

Table 1. Indexes of elements favorableness degree of weather complex for recreation

Elements of the weather complex and season of recreational activities	Degree of favorableness		
	especially favorable	favorable	scarcely favorable
<u>Summer:</u> Air temperature, °C	19...26	15...18, 27...30	less than 15, more than 30
Wind speed, m/sec	1...3	4...6	more than 6
Air relative humidity, %	40...60	30...40, 60...80	less than 30, more than 80
Duration of period with the "especially favorable" degree of comfort, days	more than 75	50...75	less than 50
Duration of period with the "especially favorable" and "favorable" degrees of comfort, days	more than 110	75...110	less than 75
<u>Winter:</u> Air temperature, °C	(-5)...(-10)	0...(-4), (-11)...(-15)	above 0, below -15
Wind speed, m/sec	less than 2	2...3	more than 3
Height of snow-cover, cm	30...40	15...30, 40...60	less than 15, more than 60
Duration of period with the "especially favorable" degree of comfort, days	more than 60	40...60	less than 40

Continued Table 1. Indexes of elements favorableness degree of weather complex for recreation

Elements of the weather complex and season of recreational activities	Degree of favorableness		
	especially favorable	favorable	scarcely favorable
Duration of period with the "especially favourable" and "favourable" degrees of comfort, days	more than 95	60...95	less than 60
For a year: Number of sunshine hours, hours	more than 1800	1200...1800	less than 1200
Number of cloudy days	130 and less	130...170	more than 170
Number of clear days	more than 50	30...50	less than 30
Number of days with precipitation, 1,0 mm and more	less than 90	90...120	more than 120
Repetition of discomfort (overheated or supercooled) days for 3 the warmest/ the coldest months, %	less than 20	20...30	more than 30

Table 2. Indexes of territory favorableness degree for recreational using depending on character of relief

Estimation elements	especially favorable	favorable	scarcely favorable
relief type	Average and weakly dissected middle mountains, strongly and weakly dissected lowland (preferred slope angle 20...25°)	Alpine and Subalpine weakly dissected highland, strongly dissected middle mountains (preferred slope angle 25...30°)	Unchanging plains, intermountain foundation pits, sublimity of plain, strongly dissected highlands, plateau and tablelands (preferred slope angle 5...20°, 30...50° and more)
relief forms	Aligned plateau-like surface in the mountains, the upper and middle parts of the hills above the inversion layer boundaries	Valley Rivers, bottom of the hill	Foundation pits, watershed areas of ghats, canyons
relief elements	Flat terraces, headlands, amphitheatres, convex slopes, circuses	Sloping terraces, folds, slopes, concave slopes, slopes like stairs	Cliffs, gorges, ravines and peaks, talweg, fan avalanches, rocks
altitude, m. above sea level	Up to 3000m (for public recreational classes) 1000...2200m (to accommodate recreational centers), 2000...3000 m (to accommodate the start of ski runs)	Up to 3500m (for public recreational classes) 700...1000m (to accommodate recreational centers), 1000...2000 m and 3000...4000 m (to accommodate the start of ski runs)	more than 3500m (for public recreational classes) to 700 or more 22000m (to accommodate recreational centers), less than 1000m and 4000m more (to accommodate the start of the ski slopes)

Continued Table 2. Indexes of territory favorableness degree for recreational using depending on character of relief

Estimation elements	especially favorable	favorable	scarcely favorable
relative height (vertical partition depth, m)	400...1000	1000...1500	less than 400 and more than 1500
horizontal partition	more than 5 km	0,5...5 km	less than 0,5 km
cutting	More than 5 km, isolated ravines, gorges, gullies, etc. (for area recreation centers and ski areas)	0.5...5km, ravines, gorges, gullies, etc. is less than 20% of the recreational centers and ski areas	Less than 0.5 km, ravines, gorges, gullies, etc. constitute more than 20% of the recreational centers and ski areas
heights overfall, m	To 25 (for recreation centers area), more than 1000 (for ski areas territory)	25...50 m (for recreation centers area) and 1000 (for ski areas territory)	50 m (for recreation centers area), less than 500 (for ski areas)
Surface inclinations, %	Up to 30 (for recreation centers area), 10 to 30 (for ski areas), from 0 to 30 (for public recreational classes)	30...50 (for recreation centers area, ski areas and public recreational classes)	More than 50 (for recreation centers area, ski areas and public recreational classes)

Table 3. Indexes of territory favorableness degree for the recreational using depending on character of exogenous and endogenous processes

Types (kinds) of processes	Evaluations indicators	especially favorable	favorable	scarcely favorable
Landslides	coefficient of the lesion area, km ²	0,01	0,01...0,10	more than 0,10
Collapses	coefficient of the lesion area, km ²	0,01	0,10...0,30	more than 0,30
Mudflows	key indicators	rarefied net of mudstone riverbeds, mudflows of rain type	weak density of mudstone riverbeds, mudflows of rain and glacial feed	weak density of mudstone riverbeds, mudflows of rain and glacial feed
		middle volumes of bearing-out less than 1000m ³	middle volumes of bearing-out from 1000m ³ to 10000m ³	middle volumes of bearing-out more than 10000m ³
		area of mudstone pools to 10km ²	area of mudstone pools to 100km ²	area of mudstone pools to 250km ² and more
		inclination of the rivers channel to 0,3	inclination of the rivers channel to 0,5	inclination of the rivers channel to 0,8

Continued Table 3. Indexes of territory favorableness degree for the recreational using depending on character of exogenous and endogenous processes

Types (kinds) of processes	Evaluations indicators	especially favorable	favorable	scarcely favorable
Mudflows	Mudflow-dangerous watercourses length attitude the of the to the length all watercourses of the same order, km	less than 0,10	0,10...0,50	more than 0,50
Avalanches	key indicators	districts are safe in an avalanche relation and with a weak avalanche hazard (not more than 25%)	districts are with a middle avalanche hazard (not more than 50%)	districts are with a considerable avalanche hazard (more than 50%)
	Number of ways of avalanches ascent for 1 linear mile	less than 0,25	0,25...1,5	1,5...5,0
	the attitude of the total area of alluvial fans and areas of defeat shock wave to the total area of the district	more than 0,02	0,02...0,25	more than 0,25
Types (kinds) of processes	Evaluations indicators	especially favorable	favorable	scarcely favorable
Abrasion	Aver speed of bank retreat, m	less than 1,0 on local areas	less than 1,0 on considerable distances	more than 1, on considerable distances
Erosion	erosive dismemberment, km ²	less than 1,0	1...3	more than 3
Karst	a general area of emptinesses to the area of the district (karst coefficient, km ²)	less than 0,001	0,001...0,01	more than 0,01
Subsidence of loess soils	subsidence type	Insignificant anthropogenic subsidences (1type)	Average intensity anthropogenic and insignificant natural subsidences (2type)	Considerable anthropogenic and natural subsidences and suffosion (2 type)
Seismicity	force of earthquakes, points	to 6	7	8 and more

A method of the relief area estimation, which highlights the natural characteristics: relief types (unchanging plains, intermountain foundation pits, strongly and weakly dissected lowland, strongly, moderately and weakly dissected middle mountains, strongly dissected highlands, elevated plains, plateaus and tableland, etc.), landforms (valley rivers, canyons, watershed areas of mountain ranges, aligned plateau-like surface in the mountains, etc.), landscape elements (tilted terraces, folds, hillside, flat terraces, headlands, amphitheaters, convex, concave and similar to the steps hills, thalwegs, etc.), altitude, relative height i.e. the depth of the vertical partition in meters, horizontal partition in kilometers, height difference in meters, cutting (net of ravines, coombs, logs), surface slope in%. Criteria of relief estimation by the degree of its favorability are given in table 2, all indicators are especially important for mountain areas, where within national parks are formed the ski centers, such as the Carpathian National Park (Ukraine), Krkonoše National Park (Czech Republic), Stelvio National Park (Italy) and others are formed [5].

The relief estimation method includes also the analysis of its transformation as a result of the economic mastering of territory, influence of natural relief violations on the state of natural complex components, information about relief elements, which are natural monuments. This method has a direct attitude to the choice of places for recreational building and is considered more in detail by the author [2, 8].

The estimation methods of the soil cover and vegetation estimation take into account descriptions of soils types, mechanical composition, density, relative permeability, the structure of humus layer, salinity, soil resilience to anthropogenic influence, general characteristics of vegetation cover (geographic location of types and kinds of vegetation, their description, phenological phases of development, resistance to anthropogenic loading, including recreation, availability and dislocation of rare species, etc.), characteristic of grass (grass species composition, dislocation of sites with the most valuable gene pool, height, density and coverage area), characteristic of forest fund (age, plenitude, wooded, pedigree composition, class of fire hazard, groups of the forests and protection category, etc.) [7, 20].

One should consider the suitability of soils for landscaping: especially favorable in the absence of the need to replace them by fertile soil, favorable - if it is necessary to replace its to 50% of the fertile soil and scarcely favorable if it's necessary to replace more than 50%.

One should conduct estimation of territory favorableness for placing recreational establishments and complexes, economic objects, transport and engineering communications depending on character and degree of display of exogenous and endogenous processes in accordance with table 3.

The estimation method of recreational resources must include objective quality and quantitative characteristic of all combined natural and historical and cultural resources of national parks territory that determine specialization of recreational activity, and also analysis of availability of these resources, pedestrian and transport permeability of territory in the conditions of adaptation of mass contingents of tourists and providing with safety in off type natural situations [17–19].

On the basis of study and estimation of recreational resources and their space-hygienic interconnection a complex map of landscapes is made, where the modern using and state of landscapes (forests, forest-parks, parks, roads, residential territories, etc.) are represented showing the main species points, protected territories, territories of the managed recreation, existing beaches and areas that are comfortable for creation artificial beaches, abrasive banks that must be strengthened, zones of periodic underflooding, exotic form of relief, etc [3].

CONCLUSIONS

1. A block diagram of practicing deep deposits of ferromanganese nodules sedentary set of fixed at the bottom of the base module and quickly by a movable collector. The latter has a coordinating communication via hose cable with a drive carriage and performs a circular motion around the base module on a spiral trajectory.

2. Productive area of minerals in circular overlapping blocks, where excavation occurs spiral steps. Moving to the next set of traffic control unit and a collector carried by the installed program automatically includes data from sonar beacons.

REFERENCES

1. **Bodnar J., Sadovenko J. Tymchynskyy V. etc., 1978.** Methodical recommendations for the architectural design of natural parks of the Ukrainian SSR. Kyiv: Scientific Research Institute of Urbanism design, 86 (in Russian).
2. **Chizhova V., 2006.** Methods of zoning of national parks. South Russian journal geology, geography and global energy. №3.105-123 (in Russian).
3. **Geographic** Encyclopedia of Ukraine. In 3 vols., **1990.** Ed. Marynych O. Kyiv : Ukrainian Soviet Encyclopedia them. M.P. Bazhan, Vol.2. (in Ukrainian).
4. **Golub A., 2014.** Research analysis of problems formation National parks. Scientific and technical journal articles Suchasni problemy architekturky ta mistobuduvannya, Vol. 36, Kyiv: KNUCA. (in Ukrainian).
5. **Gorokhov V., Luntz L., 1985.** World's parks. Moscow: Stroizdat. 328 (in Russian).
6. **Melik-Pashayev O., 1987.** Methods of designing state national parks (recommendations). Moscow: Giprogor, 157 (in Russian).
7. **Mysáowski J., 2011.** Negative impact of motorization on the natural environment. Motrol: kom. Mot. Energ. Roln., OL PAN, Vol. XIc, 223-229.
8. **Niedziółka I., Tanaś W., Szymanek M. etc., 2014.** Evaluation of Physical Properties in Briquettes Made from Selected Plant Materials. Motrol: kom. Mot. Energ. Roln., OL PAN, Vol. 14, No 4, 99-105.
9. **Methodical** recommendations for the implementation of recreational activities within the territories and objects of natural reserve fund. **2009.** Ed. Parchuk G. Kyiv. 22 (in Ukrainian).
10. **Panchenko T., 2009.** The tourist environment: architecture, nature, infrastructure [monograph]. Kyiv : Logos, 176 (in Ukrainian).
11. **Panchenko T., 2015.** Recreational Landscape planning of protected areas (monograph). Kyiv: KNUCA. 176 (in Ukrainian).
12. **Reserve** case in Ukraine: Tutorial. **2003.** Ed. M.Grodzinsky, M.Stetsenko. Kyiv: 306 (in Ukrainian).
13. **Rodichkin I., 1981.** Designing modern suburban gardens. Kyiv: Budivel'nik, 152 (in Russian).
14. **Rodichkin I., Bondar J., Verhunov A., 1990.** Brief directory of architect. Kyiv: Budivel'nik. 332 (in Russian).
15. **Rudenko L., Marunyak E., Golubtsov O. etc., 2014.** Landscape Planning in Ukraine. Kyiv : Referat, 144 (in Ukrainian).
16. **Savelieva E., 2014.** Study of waste dumps impact on the adjacent areas. Motrol: kom. Mot. Energ. Roln., OL PAN, Vol. 14, No 2, 138-146.
17. **Shovkoplyas T., 1998.** Organization and territorial problems of development projects historical and cultural reserves. Scientific and technical journal articles Urban Development. Kyiv: Research and Design Institute of Urban Development. Vol. 46. 125-130 (in Ukrainian).
18. **Slobodyanyuk M., Nechayev G., Kislitsin A., 2014.** Methodics and algorithms for creation of intermodal logistics park. Motrol: kom. Mot. Energ. Roln., OL PAN, Vol. 14, No 1, 248-265.
19. **Stauskas V., 1977.** Town-planning organization areas and recreation centers. St. Petersburg: Stroyizdat. 161 (in Russian).
20. **Sycheva A., 2007.** Landscape architecture: tutorial for High Schools. Minsk: Oniks, 87 (in Russian).

FEATURES OF CONSTRUCTION OF GRINDING DOWN OF MIXERS OF FORAGE FOR SHALLOW CATTLE

Al-Atum Mohammad, Sergei Karabinesh

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine. E-mail: karabinioshss@ukr.net*

Summary. There was investigated existing constructions fodder mixer-grinders continuously for action crayons horned cattle in the article.

Conducted analysis Advantages and drawbacks of existing grinders cm Allocation effective the areas of application.

Established something concentrated crude and stern simultaneously to grind is not inappropriate, because the materials fibrous crude stern reduce force of impact not successful grain at workable surface grinder.

With this, food making aggregate assets must equip automation process. The type base model determined, which improvement allow increase efficiency mixing concentrated crude juicy and fodder.

Concentrated and roughage simultaneously grind impractical because fibrous materials roughage reduce the force of impact of the grain harvester working surfaces, so equipping the screw working bodies with knives gives the desired degree of grinding of all components of feed mixtures for feeding MPC.

Roll-preparation center for IFAs must grind coarse, juicy, concentrated and feed milling products accumulate in silos, dosing and grinding products to mix them, preparing a ration with a high degree of homogeneity.

Mix the above components it is advisable to feed continuous mixer.

Key words: feed, cattle, forage making, shredder-mixer, shot power, automation, assembly, optimization.

INTRODUCTION

The full feeding and rational use of forage resources - the main ways to increase the efficiency of livestock, increase production and reduce production costs. Feeding the majority of feed in its natural form is ineffective as feed rations should be balanced the content of

protein, carbohydrates, vitamins, minerals and other substances that stimulate the development and ensure the safety of livestock and high animal productivity.

The most efficient use of feed is achieved by feeding them in the form of complete feed mixtures, balanced nutritional elements, vitamins, minerals, antibiotics, bio-stimulants, as complete, this set is not in any form of a separate feed [19].

ANALYSIS OF RECENT RESEARCH AND PUBLICATIONS, AND FORMULATION OF PROBLEM

It is known that in growing sheep fed multicomponent feed mixtures, which include coarse, succulent and concentrated feed.

Mix these components is very difficult because to wet chips shredded root vegetables adhere particles of grain Dirty and broken rice roughage.

Most effectively mix the components in such feed continuous mixers, since the mixing occurs in a thin layer of the mixture.

The theoretical basis for the development of continuous mixers are not yet in its final stages and require further development.

The main results of theoretical and experimental studies of the effectiveness of the feed grinders, mixers given in the works of famous scientists: S.V. Melnikova, S.I. Nazarov, V.I. Front, L.P. Kartashov and Tsurkan O.V., O.V. Demin, Palkina M.G. et al. [1-4, 15, 16].

The work of these scientists are aimed at improving the intensification of feed mixing process in a continuous machines.

Improving the working body that can simultaneously grind several forage species and at the same time effectively mix the crushed parts of the relevance of the research.

FEATURES OF CONSTRUCTION OF GRINDING DOWN OF MIXERS OF FORAGE FOR SHALLOW CATTLE

PURPOSE AND OBJECTIVES OF RESEARCH

The purpose and objectives of research is the study of the design features continuous mixers with the definition of the optimization of the operating parameters.

To achieve this goal it is necessary to solve the following tasks:

- To analyze the structure of shredders feed mixers for feeding the flock,
- Explore the advantages and disadvantages of the existing mixer grinders with justification areas of their effective use,
- Examine the principle of the existing structures of feed mixers of continuous action with a rotating hopper,
- Develop design.

METHODS AND RESULTS OF RESEARCH

Analysis of the constructions of shredders mixers

Effective sheep unthinkable without the use of multi-component in the diet of feed (feed mixtures).

The composition of the feed mix for loose MPC as follows: 20 - 40% straw, 12 - 26 - hay, 40 - 60 - silage, 7 - 17% - feed.

The composition of granulated feed mix for the MPC as follows:

35 - 50% - of straw, 18 - 30 - grass meal, 20 - 40 - hay and grain forage, 14 - 20% - feed.

From the foregoing it follows that the efficiency of the process of mixing of feed for the MPC can be achieved by applying the mixing of the working body able to qualitatively move groups of different sizes of particles from one position to another. In addition, effective mixer should provide a continuous process with minimal cost of energy and labor. It is also important to take into account the fact that the quality ration can only be obtained from a properly ground components.

Currently widely spread grinder-mixer ISC-3 feed (Fig. 1).

Performance machine running at mixing, can reach up to 25 t / h, for a partial mixing regrinding - 5 t / h, for grinding, such as straw - up to 3.4 t / h at a length of 30 mm Cutting and 4- 8 t / h at a cutting length of 50 mm.

A distinctive feature of these machines is a vertical or horizontal arrangement of two screws high pitch. This allows for a loose feed mixture of several components. Presence allows you to change the controlled counter-rotating crushing components of the feed mixture. The performance of these machines is 12 t / h, bunker capacity of 12 m³, the mixing time is 5-7 minutes, weight up 5300 kg, is aggregated with a tractor class 1,4-2 ton [5, 6, 17, 18].

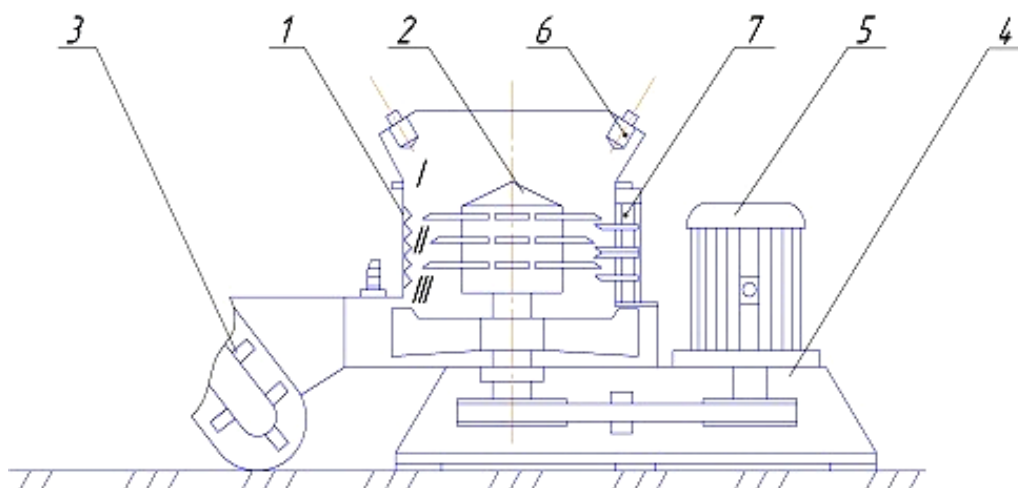


Fig. 1. Flowing mixing feed ISC-3:

- 1 – gear deck, 2 – a rotor blade, 3 – piece conveyor belt, 4 – frame,
5 – drive station, 6 – an atomizer, 7 v counter-rotating, I – receiving chamber,
II – grinding and mixing chamber, III – unloading the camera

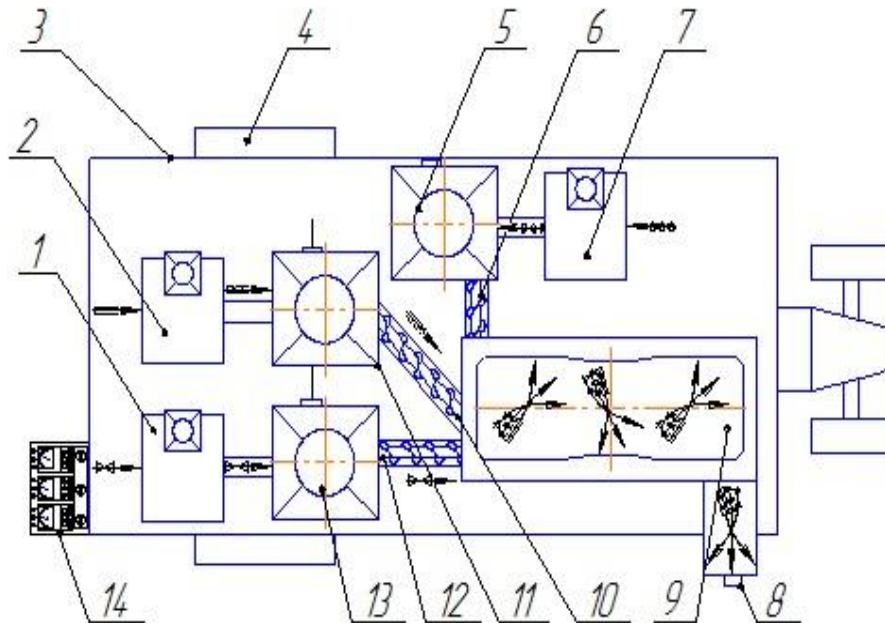


Fig. 2. Schematic diagram of the chopper-mixer feed:

1 – chopper roughage, 2 – shredder concentrated feed, 3 – frame, 4 – chassis, 5 – bin for chips succulent fodder, 6 – chip dispenser, 7 – succulent fodder chopper, 8 – the mass of the sensor, 9 – mixer, 10 – dispenser consecrated fodder, 11 – bunker, 12 – chaff dispenser roughage, 13 – bin for broken rice roughage, 14 – remote control.

Grinder-Mixer allows mixing silage, straw, root crops and fodder to the degree of uniformity 80-90%, the installed engine power of 39,2 kW, rotor speed 17 sec-1, dimensions of the machine 1600 x 1090 x 1150 mm, weight to 2200 kg unloading conveyor. Serves grinder-mixer one worker.

Advantages of ISC-3:

- Continuity of the process,
- Simplicity of design,
- Grinding and mixing is carried out at the same time,
- Protection from the consequences of entering into the working area of foreign objects,
- High homogeneity of the mixture.

Highly forage maker unit must include four independent modules (Fig. 2.)

Disadvantages ISC-3:

- High energy intensity of the cooking process feed mixture,
- It is impossible to make pelleted feed ration without destroying it,
- Do not mix food with herbal flour,
- Not grinds concentrated feed,
- A stationary machine.

The analysis of existing designs of mixers continuous feed showed that the machines work effectively as part of forage maker units.

Modules:

- Succulent fodder chopper 7 (root crops, vegetables, fruits, melons, etc.) with the storage bin and dispenser 5 6,
- 1 chopper roughage (hay, straw, etc.) with the storage bin 13 and the dispenser 12,
- Chopper 2 concentrated feed (grain materials) with the storage bin 11 and the dispenser 10,
- Science-based continuous feed mixer 9 provides a high degree of homogeneity of the mixture (80-90%).

In addition, kormoprivotitelny unit must be equipped with process automation tools (mass sensor registers the feed mixture coming from the mixer 8, and common remote control modules all independent mixer-grinder 14), the chassis 4 and the unloading chute.

Chopper unit-feed continuous mixer equipped with L-shaped blades, the blades are set at a distance from one another. This allows part of the layer of feed mixture rises to a height greater than the angle of repose of its components. This effect prevents the formation of circulation of the mixture and mixing the

FEATURES OF CONSTRUCTION OF GRINDING DOWN OF MIXERS OF FORAGE FOR SHALLOW CATTLE

components the center is provided by alternately changing the position of layers. In addition, the shape of the mixer, consisting of two truncated cones 4, connected by a smaller base, provides a varying angular velocity components, which also has a positive effect on the efficiency of the mixing process.

Winding provides two full turns of the material. Cones are connected cylindrical insert. After passing the first feed cone is further mixed in a symmetrical arrangement the second cone. Mixer installation angle is changed screw mechanism. The design allows the mixer to change the number and shape of the winding of the blades, as well as the diagram

The analysis of existing designs of mixers continuous feed showed that increasing the mixing efficiency is achieved by using a rotating drum located on them screw and chuck working bodies [12-14].

Constantly developing Lump base (the emergence of new types of premixes, increase the range of pelleted feed, etc.) requires the creation of conditions for the intensification of the mixing process.

The most promising are feed mixers of continuous action, among which the most practical and scientific interest are mixers with a rotating hopper.

In existing designs of continuous mixers with rotating feed hopper mixing process is as follows [9]. When circulating movement in the entire cross section of the drum the material can be divided into rising (ASVM zone) and rolls (ASVN zone) layers (Fig. 3).

ACB Line - the boundary between the layers. Point C - circulation center around which the bulk material moves over a closed circuit. On the AC portion is a transition from particle layer sliding down the rising, and vice versa, from sliding down in the climbing area ST. The rising layer of particles move in concentric circles centered on the axis of rotation of the drum and with an angular velocity equal to the angular speed of rotation of the drum.

Preparation of the feed mixture, consisting of three components:

(40% - chaff roughage (hay) 45% - chips fodder roots,

15% - milled grain) requires a fundamentally different approach [1-6, 10, 11]. Operating mixer authorities should prevent the formation of the circulation center (see. Point C in Fig. 3), and mixing should take place by alternately changing the position of layers.

This mixing principle is the basis of our proposed mixer (Fig. 4).

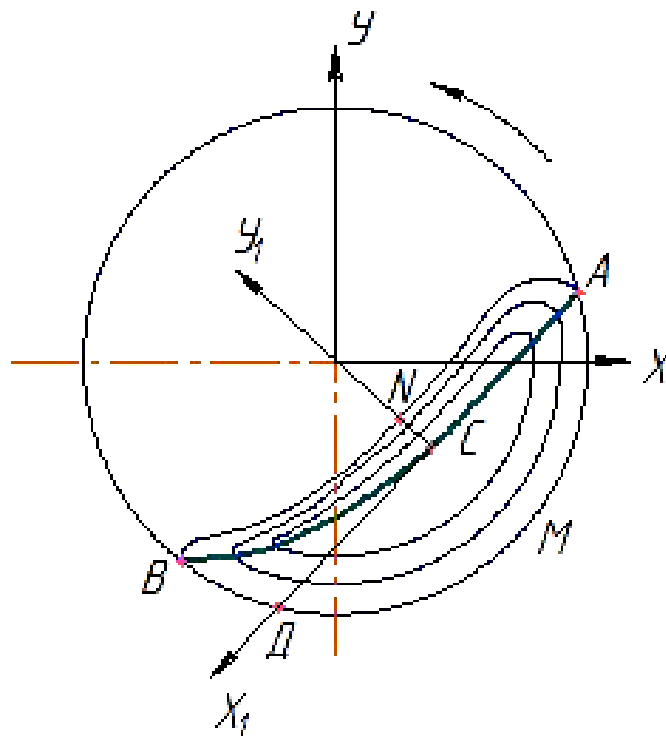


Fig. 3. The principle of operation of existing designs mixers continuous feed rotating hopper

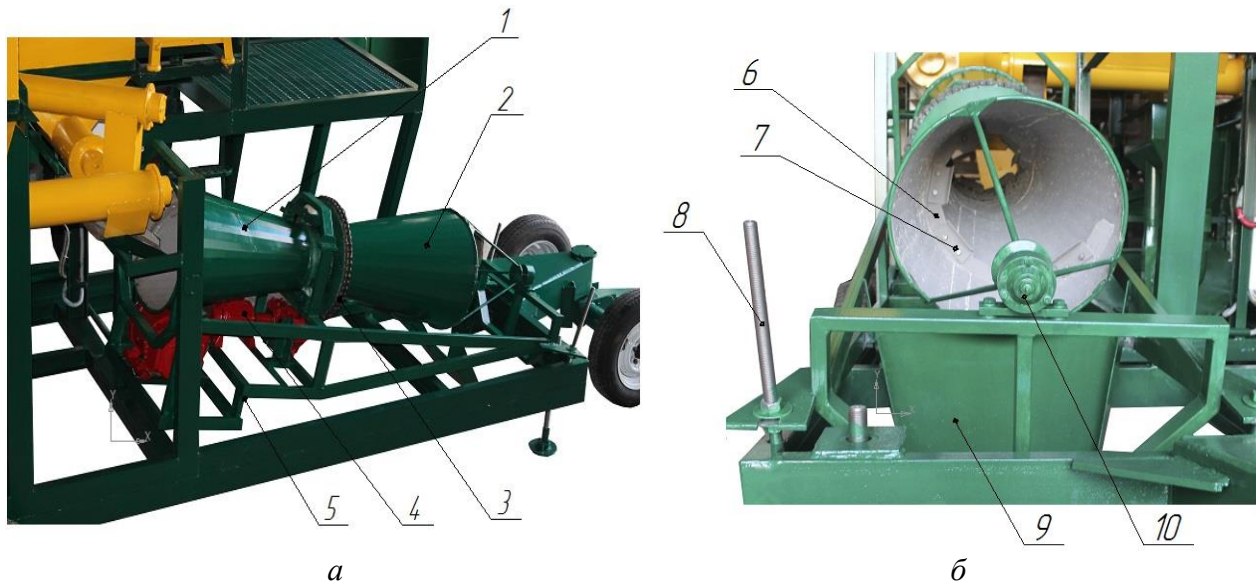


Fig. 4. Continuous feed mixer:

a – a side view, b – view from the unloading of the finished product, 1 and 2 – the front and the rear cone, respectively, 3, 4 – mixer drive mechanism, 5 – movable frame, 6 – coil winding, 7 – L-shaped blade, 8 – the mechanism of changing the setting angle of the mixer, 9 – unloading tray, 10 – support

Continuous mixer rotation speed is infinitely adjustable by means of a DC motor controlled by a general remote control via the original Transformer. The range of adjustable speed mixer $0-200 \text{ min}^{-1}$.

The mixer operates as follows. The components of the feed mixture (milled grain, juicy and roughage) are fed into the mixer dispensers. 1 Front cone winding 6 located on its inner surface, captures it and sets the components moving along a helical path. winding staffed

L-shaped paddles 7 Length of 100 mm, the blades are set with a distance of 75 mm from one another. This allows part of the layer of feed mixture rises to a height greater than the angle of repose of its components. This effect prevents the formation of circulation of the mixture and mixing the components the center is provided by alternately changing the position of layers. In addition, the shape of the mixer, consisting of two truncated cones connected by a smaller base, provides a varying angular velocity components, which also has a positive effect on the efficiency of the mixing process.

Winding provides two full turns of the material. The length of each cone 750 mm. Cone joined long cylindrical spacer 250 mm. The diameter of the larger base of the cones

500 mm and smaller - 250 mm. After passing the first feed cone is further mixed in a symmetrical arrangement the second cone. The installation angle changes mixer screw mechanism 8, the movable frame 5 from 0 to 25 degrees. The design allows the mixer to change the number and shape of the blades of the winding, as well as a scheme to install them. At present, developed and used mobile preparation center with a batch mixer such as ISRV-12 and RSK-12 [7, 8]. The main disadvantage of these preparation center is a low degree of homogeneity of the feed mixture, due to the need to mix at once a large number of feed components. In turn, this deficiency can be eliminated by the use of continuous mixers.

Widespread preparation center MCC-100/1000. MCC-200/2000, MCC-2000 MCC-3000 MCC-6000 („Lighthouse-6”) using a commercially available kit equipment. Approves new standard projects preparation center 801-460, CCP-5, SCB-5, PAC-150, and others. Sets Tina MCCs are designed for preparation center equipment specialized pig farms with the concentrate-root-fetal type of feeding. Due to the high degree of harmonization of the 19 cars formed the five sets of 12...14 cars, differing views of performance and of prepared feed.

FEATURES OF CONSTRUCTION OF GRINDING DOWN OF MIXERS OF FORAGE FOR SHALLOW CATTLE

In preparation center prepare high quality fodder mixtures humidity 65 ... 75% of the individual components of steaming, cook porridge to pigs and others. Preparation center MCC-2000 MCC-6000 („Lighthouse-6”) used in the fattening farms with livestock 2, 3 and 6 thousand pigs, and MCC-100/1000 and MCC-200/2000 - on the mixed pig, respectively, 100 and 200 sows with a loop on the 1000 and 2000 goals fattening.

Preparation center machines are linked together in the process lines. Roots line includes a conveyor and crusher root crops. The concentrated feed line enters the feeder. Line of green mass and hay flour consists of a shredder 3, universal crusher 5, the feeder conveyor 4 and 2. The skimmed line includes a centrifugal pump and a reservoir 9 for milk. The preparation center MCC-200/2000, this line is also provided with a unit 10 for preparing a substitute for the mill. In the Lugansk’s NAU preparation center designed with a continuous mixer (Fig. 5)[19, 20].

This allows the preparation center to grind coarse, juicy, concentrated and feed milling products accumulate in silos, dosing and grinding products to mix them, preparing a ration with a high degree of homogeneity.

The originality of the proposed preparation center is as follows: [5]

- preparation center is mobile,
- preparation center allows both simultaneously and independently perform grinding, mixing and dispensing. In addition, coarse, juicy, concentrated and feed can be ground simultaneously, and separately each,
- preparation center construction allows to unload the finished ration how wagon loader and in feeders for sheep and goats,
- ration is prepared in a continuous mixer, which allows a high degree of homogeneity of the mix dry hay chaff and bran of the grain with a damp strand of root crops,
- continuous mixer consists of two truncated cones connected by a smaller base, the inner surface of which is provided with screw-wound.

Winding equipped with L-shaped blades of 100 mm long, fitted with a blade length of 75 mm from one another. This allows part of the layer of feed mixture rises to a height greater than the angle of repose of its components. This effect prevents the formation of circulation of the mixture and mixing the components the center is provided by alternately changing the position of layers. The novelty of the design of the mixer solutions confirmed by the patent of Ukraine № 70668. all preparation center nodes controlled by a single operator with a common control panel.

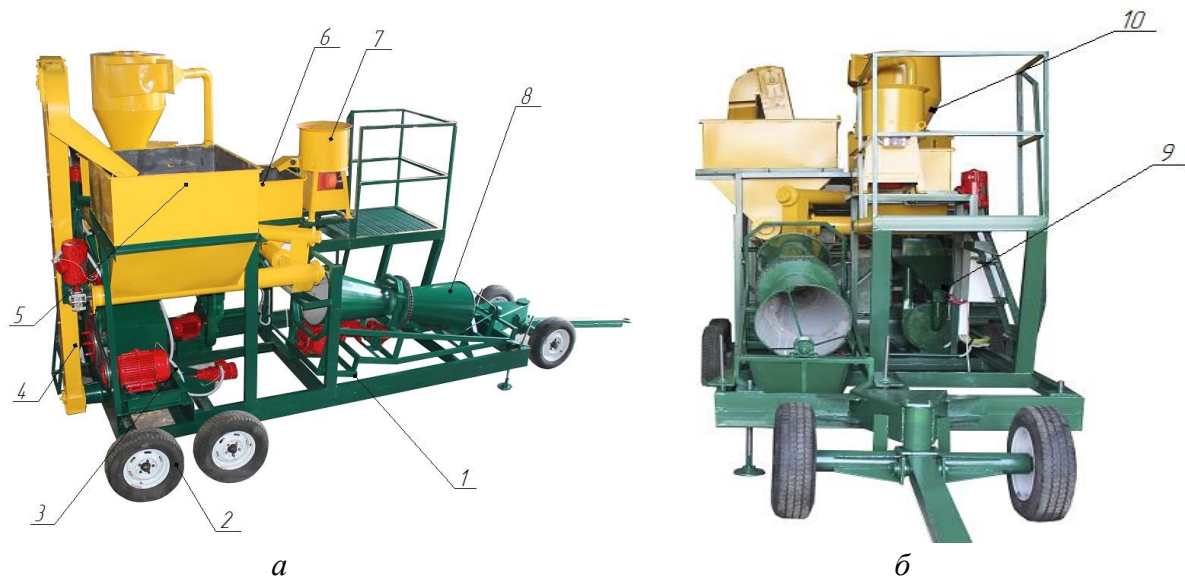


Fig. 5. Mobile preparation center for small ruminants:

a) – a side view, b) – front view, 1 – frame, 2 – chassis, 3 – chopper roughage, 4 – elevator, 5 – feed hopper chopped roughage, 6 – feed hopper crushed succulent feed, 7 – succulent fodder chopper, 8 – continuous feed mixer, 9 – chopper concentrated feed, 10 – feed hopper crushed concentrated feed

The use of this preparation center allows you to fully mechanize and optimize the feed preparation process on several sheep farm farmers. Performance preparation center 1000 kg / h. The total capacity of all the motors 12.9 kW preparation center.

If alternate work shredders Field preparation center works effectively from the alternator output of 4 kW.

If necessary, additional preparation center is equipped with an autonomous system of metered irrigation finished feed mixture with an aqueous solution of biologically active supplements or drugs. While distributing food directly to the feeder, the unloading of the mixer is equipped with an additional conveyor belt and the sensor, registering momentary issue of feed.

CONCLUSIONS

1. Concentrated and roughage simultaneously grind impractical because fibrous materials roughage reduce the force of impact of the grain harvester working surfaces, so equipping the screw working bodies with knives gives the desired degree of grinding of all components of feed mixtures for feeding MPC.

2. Roll-preparation center for IFAs must grind coarse, juicy, concentrated and feed milling products accumulate in silos, dosing and grinding products to mix them, preparing a ration with a high degree of homogeneity.

3. Mix the above components it is advisable to feed continuous mixer.

REFERENCES

1. **Melnikov S.V. 1978.** Mechanization and automation of farm animals / S.V. Melnikov – L.: Kolos. – 349.
2. **Nazarov S., Beaver O.A. 1989.** Improved feed grinder mixer / S.I. Nazarov, O.A. Beaver Tractors and agricultural mashiny. № 5. – 39–40.
3. **Front V.I. 1984.** Justification mixer grinder settings vertical type feed. Interdepartmental. thematic. sb.- Vol. 27 / front VI TSNIIMESKH nonblack. zone SSSR Mn.: Uradzhay. 20–24.
4. **Kartashov LP, Bashkov AF, PP Manannikov. 1987.** Improving workflow shredders / Kartashov L.P., Bashkov A.F.,

Manannikov P.P. Mechanization and electrification of rural hozyaystva. – № 9. – 44–45.

5. **Grinder-Mixer Feeder ISRV-12.** Bobruisk Agromash. <http://www.agromash.by/catalog/foddermachine/isrv12/> Access.

6. **Shredder-mixer-distributor RSK-12 feed.** "BelMiks" <http://belrusagro.ru/kormorazdat-chiki/razdatchik-smesitel-kormov-rsk-12-belmiks.html> Access.

7. **Aleshkin V.R., Roshin P.M. 1985.** Mechanization of livestock / V.R. Aleshkin, P.M. Roshchin. – M.: Agropromizdat. – 336.

8. **Mzhelsky N.I., Smirnov A.I. 1984.** Guide to the mechanization of livestock farms and complexes / N.I. Mzhelsky, A.I. Smirnov. – M.: – Kolos. – 238.

9. **Belyanchikov N.N., Smirnov A.I. 1989.** Mechanization of livestock / N.N. Belyanchikov, A.I. Smirnov. – M.: Agropromizdat.

10. **Zavrzhnov AI, DI Nikolayev. 1990.** The mechanization of the preparation and storage of feed / A.I. Zavrzhnov, D.I. Nikolaev. – M.: Agropromizdat.– 286.

11. **Mechanization and technology of production of animal. 1999** / [Koba products V.G., Braginet N.V., Murusidze D.N. Nekrashevich V.F. and etc.], under .. Ed. Bragintsa N.V. – M.: Kolos. – 342.

12. **Venediktov A.M. 1980.** Animal Nutrition: Spravochnik.- 2nd ed. prerab. and complement. / A.M. Venediktov. – M.: Higher School. – 336.

13. **Braginets N.V., Palishkin D.A. 1991.** / Course and diploma design by animal mechanization / N.V. Braginet, D.A. Palishkin – M.: Agropromizdat. – 191.

14. **Kulakovskii I.V. 1987.** Machinery and equipment for the preparation of feed / I.V. Kulakovskii. – M.: Rosselkhozizdat. – 226.

15. **Melnikov S.V. 1985.** Technological equipment livestock farms and complexes: 2nd ed. prerab. and complement / S.V. Melnikov. – M.: Agropromizdat. – 640.

16. **Galkin A.F. 1986.** Complex mechanization of production processes in animal husbandry / A.F. Galkin - M.: Kolos,

17. **Goryachkin V.P. 1968.** Collected Works.: 3 t / V.P. Goryachkin. – M.: Kolos. – 484.

18. **V. Demchenko 2011.** Improving multi-feed process for the preparation of small cattle /

FEATURES OF CONSTRUCTION OF GRINDING DOWN OF MIXERS
OF FORAGE FOR SHALLOW CATTLE

V.N. Demchenko, Mohammad Al-Atum. // Naukova News Tavriyskogo sovereign agrotehnologichnogo universitetu [Electron resource]. – Melitopol: TDATU, Vip.1. – T. 3. – 35–42.

19. Braginets N.V. 2013. Improved universal grinder-mixer feeds MPC / Braginets N.V., Baharev D.N., Mohammad Al-Atum // Naukovi pratsi pivdenного filialu Natsionalnogo universitetu bioresursiv i prirodo koristuvannya Ukraine "Krymska agrotehnologichny University." 153. Key infrastructure - Simferopol: PF NUBiP Ukraine "CAU". – 111–118.

20. Pat. 70668 Ukraine, V02S18 / 06 IPC. Podribnyuvach-zmishuvach kormiv /Braginets M.V. Baharyev D.M., Mohammad Al-Atum ., zayavnik i patentovlasnik Lugans'ka natsionalny agrarian universitet.-№201113043, appl. 07.11.2011, publ. 25.06.2012, Bull. №12.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕФОРМИРУЕМОГО ПРИВОДНОГО КОЛЕСА С ПОЧВОЙ

Владимир Ковбаса, Дмитрий Калиниченко

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Volodymyr Kovbasa, Dmitriy Kalinichenko

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Аннотация. В статье приведены аналитические функции распределения давлений в зоне контакта деформируемого колеса с деформируемой поверхностью и аналитические функции по определению границы зоны контакта, которые являются исходными для решения задачи о контактном взаимодействии колеса с поверхностью.

Полученные зависимости могут быть использованы при решении задач, связанных с эксплуатацией мобильных машин, в частности, при проектировании движителей мобильных энергосредств и сельскохозяйственных машин.

В результате проведенных исследований получены аналитические зависимости распределения сил в зоне контакта деформируемого колеса с деформируемой поверхностью. Получены аналитические зависимости для определения границ зоны контакта двух тел несогласованной геометрической формы с учетом приложенных нагрузок и деформативных свойств тел.

Кроме того, наличие функции, позволяющей определить величину передней части зоны контакта совместно с функцией распределения силы сопротивления в передней части зоны контакта, дают предпосылки для аналитического определения коэффициента сопротивления качению деформируемого колеса по деформируемой поверхности при нагружении колеса силой веса и приложении крутящего момента с учетом деформативных свойств колеса и поверхности.

Ключевые слова: деформируемое колесо, деформируемое основание, прилагаемые силы, распределенные силы, границы контакта.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Во многих процессах: в сельскохозяйственном, мелиоративном, строительном, дорожном и других производствах возникает задача об определении параметров контактного взаимодействия колеса и поверхности, по которой оно движется.

Весомый вклад в решение таких задач принадлежит Ишлинскому А. Ю. [1, 2], Золотаревской Д. И. [3, 4] и др. Но анализ этих работ позволяет сделать вывод о том, что не во всех этих работах учтены условия приложения усилий, в частности крутящего момента, кроме того, решение этих задач не дает ответа на то, как распределены перемещения в вертикальном и продольном направлениях контактирования. Кроме того, в этих решениях отсутствует четкое определение границ зон контакта и их зависимость от характера прикладывания усилий геометрических форм и деформативных свойств контактирующих тел.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Аналитическое определение распределенных сил в зоне контакта деформируемого колеса с почвой, определение границ контакта и определение компонент абсолютных деформаций

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕФОРМИРУЕМОГО ПРИВОДНОГО КОЛЕСА С ПОЧВОЙ

поверхностей колеса и почвы в зоне контакта.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для описания контактного взаимодействия колеса и поверхности, по которой оно движется, необходимо решить следующие задачи:

- определить уравнения, связывающие распределенные нагрузки с абсолютными деформациями для вязкоупругих тел несогласованной геометрической формы,
- вывести функции распределенных нагрузок в зоне контакта при действии сосредоточенных сил и моментов,
- определить границы зон контакта деформируемого колеса с деформируемой поверхностью,
- получить зависимости для определения абсолютных деформаций контактируемых тел.

Методика построения решения первой краевой задачи теории упругости предполагает использование уравнений связи относительных деформаций с компонентами перемещений (уравнений Коши), так называемых геометрических уравнений (для плоской постановки задачи):

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \quad (1)$$

где: $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$, – компоненты относительных деформаций, u, v, w – компоненты перемещений точек среды.

Кроме того, в любом случае движения среды должно выполняться уравнение динамики или статики среды при отсутствии значительных ускорений элементов этой среды. Уравнение статики имеет вид:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0; \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} = 0; \quad (2)$$

В любом случае на наклонной площадке в среде должны выполняться условия на поверхности в виде:

$$\sigma_x l + \tau_{xy} m = \bar{X}; \sigma_y m + \tau_{xy} l = \bar{Y}; \quad (3)$$

где: $l = \cos(Nx), m = \cos(Ny)$ – направляющие косинусы внешней нормали к поверхности, которая ограничивает среду,

\bar{X}, \bar{Y} – компоненты проекций давления на поверхности, которая ограничивает среду.

В случае, когда рассматриваются не перемещения, а скорости перемещений в уравнениях (1) компоненты $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$ будут заменены на компоненты скоростей деформаций $\dot{\varepsilon}_x, \dot{\varepsilon}_y, \dot{\gamma}_{xy}$, которые используются в уравнениях (2), (3).

В общем случае процедура поиска решения предполагает подстановку компонент уравнений (1) (или их производных по времени) в физические уравнения [5-8] и в дальнейшем подстановку полученных выражений в уравнения (2). Таким образом, для случая геометрической линейности уравнений получаются эллиптические уравнения, решения основных типов которых приведены в литературе по математической физике [9] и состоят в поиске решений с использованием бигармонических потенциальных функций, которые удовлетворяют условия на поверхности (3). Полученные таким образом функции широко известны в виде решений Бусинеска, Черрути, а в дальнейшем развитые П. Ф. Папковичем и Нейбером [10, 11, 12].

Кроме того, учитывая отсутствие смещения координатной системы, В. М. Александровым, М. И. Чебаковым [13], Т. И. Аргатовым и Н. Н. Дмитриевым [14], а также В. Л. Поповым [15] и другими предложено решение для смещений поверхностей деформируемых тел в виде:

$$\begin{aligned} u_p[x, 0] &= -M_p \int_{a_1}^a ((-v_{1p} T_\xi) + v_{2p} (-P_\xi + P_m)) \frac{Bt}{t^2 + (x+t-\xi)^2} d\xi; \\ v_p[x, 0] &= M_p \int_{a_1}^a ((v_{1p} (-P_\xi + P_m) + v_{2p} T_\xi) \frac{Bt}{t^2 + (x+t-\xi)^2}) d\xi; \\ u_k[x, 0] &= -M_k \int_{a_1}^a ((-v_{1k} T_\xi + v_{2k} (P_\xi - P_m)) \frac{Bt}{t^2 + (x+t-\xi)^2}) d\xi; \\ v_k[x, 0] &= M_k \int_{a_1}^a ((v_{1k} (P_\xi - P_m) + v_{2k} T_\xi) \frac{Bt}{t^2 + (x+t-\xi)^2}) d\xi, \quad (4) \end{aligned}$$

где: $u_p[x, 0], v_p[x, 0], u_k[x, 0], v_k[x, 0]$ – перемещения в направлении продольной и вертикальной осей координат поверхностей контактирующих тел в зоне контакта $\{a_1, a\}$ (причем следует отметить, что аргументы стоящие к квадратным скобкам

свидетельствуют о том, что рассматривается поверхность контакта при $y=0$) для почвы и колеса, соответственно (рис. 1),

T_ξ, P_ξ, P_m – распределенные давления в зоне контакта, касательное, вертикальное от действия силы тяжести, приведенной к колесу, и силы вертикальной реакции в зоне контакта, которая создается в зоне $\{0, a\}$ и вызвана моментом сопротивления качению,

$$M_p = \frac{G_p t}{6G_p(1+\nu_p)}, M_k = \frac{G_k t}{6G_k(1+\nu_k)},$$

$\nu_{1p} = 2(-2 + \nu_p), \nu_{2p} = (-1 + 5\nu_p), \nu_{1k} = 2(-2 + \nu_k), \nu_{2k} = (-1 + 5\nu_k)$ – деформативные свойства колеса и почвы (получены в результате всех преобразований, полученных выше, после приведения уравнений к двумерному виду), а именно $G_p, G_k, \mu_p, \mu_k, \nu_p, \nu_k$ – модули упругости, коэффициенты вязкости сдвиговых деформаций и коэффициенты бокового расширения (в первом приближении коэффициенты Пуассона) почвы и колеса, соответственно.

При достаточно продолжительном времени деформирования экспоненциальные функции, которые входят в деформативные постоянные M_p, M_k , обращаются в единицу и последние зависят лишь от модулей упругости и коэффициентов бокового расширения, $\iota, B = \pi/5b$ – коэффициент, который устраняет сингулярность функций (4) и коэффициент, обеспечивающий выполнение условий на границе, причем, b – ширина колеса [16, 17].

Таким образом, уравнения (4) могут быть использованы как для определения компонент перемещений, так и для определения компонент скоростей перемещений колеса и почвы в зоне их контакта. В общем случае характер взаимодействия приводного колеса (активного) может быть представлен схематично, как изображено на рис. 1.

На схеме представлен характер взаимодействия активного деформируемого колеса с поверхностью в системе координат xOy , в которой мгновенный центр вращения колеса совпадает с центром системы координат O , а поверхность среды, по которой движется колесо, совпадает с

осью Ox . Уравнения, которые описывает поверхность колеса, представлены в системе координат $\xi O\eta$, совпадающей с системой координат среды (почвы). Уравнение поверхности колеса радиуса r в плоской системе координат имеет вид:

$$\eta = r - \sqrt{r^2 - \xi^2}; \xi = r - \sqrt{r^2 - \eta^2}.$$

Как видно из рис. 1, колесо нагружено весом $P = mg$, который сосредоточен в центре вращения колеса, крутящим моментом M и силами сопротивления перемещению колеса в виде момента сопротивления перекачиванию, которые образуются, с одной стороны, распределенной горизонтальной реакцией грунта (реакция на составляющую крутящего момента относительно мгновенного центра вращения) на передней части зоны контакта произведением интегральной функции распределения давления тяжести на координату центра ее распределения по отношению к центру координат и, с другой стороны, распределением вертикальных составляющих в передней части зоны контакта, которые возникают за счет распределения давления от части крутящего момента относительно мгновенного центра обращения и распределенной реакции грунта от веса, которые также образуют момент сопротивления перекачиванию.

Поэтому, важным для решения задач есть определение функций распределения давления в вертикальном и горизонтальном направлениях в зависимости от сил, которые действуют на колесо, и деформативных свойств как колеса, так и поверхности, с которой оно контактирует.

В первом приближении, поверхность, по которой распределены силы в плоскости контакта, может быть представлена на участке $a_1 - a$ зависимостью

$$\eta = r - \sqrt{r^2 - \xi^2},$$

но следует отметить, что в дальнейшем интегрирование такой функции в аналитическом виде может вызвать непреодолимые сложности, поэтому если разложить такую функцию в ряд Маклорена, то в первом приближении, она будет иметь вид $\eta_n = \xi^2/2r$. Сравнение

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕФОРМИРУЕМОГО ПРИВОДНОГО КОЛЕСА С ПОЧВОЙ

точного выражения поверхности контакта и разложенной в ряд, которые приведены на рис.2, и их первых производных свидетельствует о возможности использования упрощенной функции без ухудшения точности результатов.

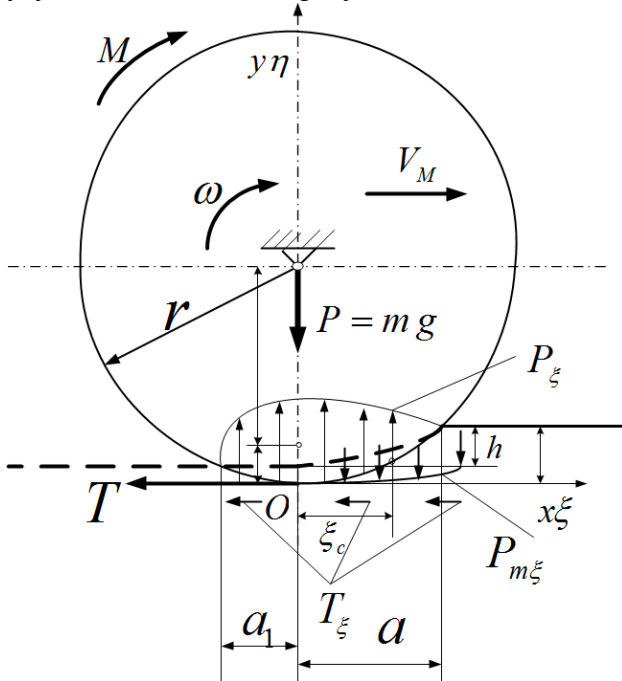


Рис. 1. Схема взаимодействия деформируемого приводного колеса с деформируемой средой

Fig. 1. Scheme of interaction of deformable drive wheel with a deformable medium

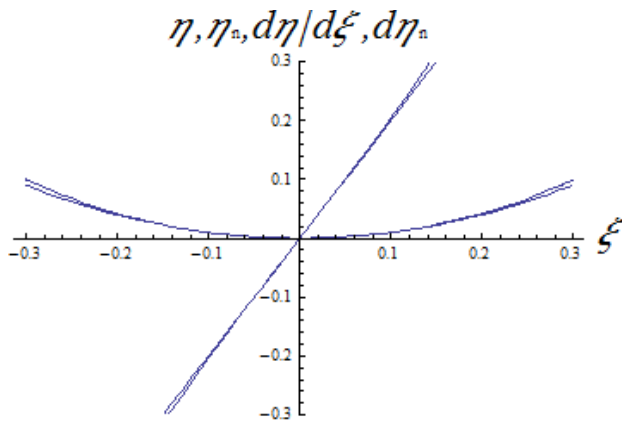


Рис. 2. Сравнение функций точных кривых контакта, их производных и их приближенных значений в пределах зоны контакта $\xi \{-0.3, 0.3\}$ для радиуса $r = 0.5$

Fig. 2. Comparison functions of exact contact curves, of their derivatives and of approximate values within the contact zone $\xi \{-0.3, 0.3\}$ for radius $r = 0.5$

Аналогичное представление поверхности зоны контакта принято в исследованиях А.Ю. Ишлинского [1,2].

Учитывая то, что вертикальное давление силы тяжести от действия колеса распределено по длине площадки контакта $\{a_1; a\}$, а сила, действующая на криволинейной линии, выражается криволинейным интегралом первого рода, можно записать равенство [18]:

$$\frac{d}{d\xi} \left(\int \frac{P}{(a-a_1)} d\xi \right) = \frac{d}{d\xi} \left(\int \left[p_\xi \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d\xi} \left(\frac{\xi^2}{2r} \right) \right)^2} \right] d\xi \right),$$

Откуда распределение давления от действия силы тяжести, приходящейся на колесо, составит величину:

$$p_\xi = \frac{P}{(a-a_1) \sqrt{1 + \frac{\xi^2}{r^2}}}. \quad (5)$$

Распределение касательной силы тяги в зоне контакта может быть определено аналогичным образом:

$$\frac{d}{d\xi} \left(\int \frac{M}{r} d\xi \right) = \frac{d}{d\xi} \left(\int T_\xi \sqrt{1 + \left(\frac{d}{d\xi} \left(\frac{\xi^2}{2r} \right) \right)^2} d\xi \right),$$

Откуда распределение давления от действия крутящего момента создается распределенной по пятну контакта касательной силы тяги:

$$T_\xi = \frac{M r \sqrt{1 + \frac{\xi^2}{r^2}}}{(a-a_1)(r^2 + \xi^2)}. \quad (6)$$

Крутящий момент, приложенный к колесу относительно мгновенного центра вращения, создает на участке контакта $\{0; a\}$ дополнительное вертикальное распределение давления, которое, аналогично предыдущим выкладкам, может быть выражено из равенства:

$$\frac{d}{d\xi} \left(\int (M / (r/a)) d\xi \right) = \frac{d}{d\xi} \left(\int (-P_{m\xi} (\xi - a)^2) d\xi \right),$$

откуда распределенное давление от момента сопротивления качению будет иметь вид:

$$P_{m\xi} = - \frac{aM}{r(a-\xi)^2}. \quad (7)$$

Эти распределения давлений при последующих интегрированиях с целью определения границ контакта колеса с почвой, также приведут к непреодолимым трудностям при интегрировании, поэтому такие распределения могут быть разложены в ряды Маклорена, которые будут иметь следующий вид:

$$P_n = \frac{g m (2r^2 - \xi^2)}{2(a - a_1)r^2}; T_n = \frac{M(2r^2 - \xi^2)}{2(a - a_1)r^3};$$

$$P_{mn} = -\frac{M(a^2 + 2a\xi + 3\xi^2)}{a^3 r}, \quad (8)$$

где: P_n, T_n, P_{mn} – разложенные в ряды распределения силы веса, касательной силы и силы момента сопротивления качению, соответственно.

О сходимости точных выражений и их разложений можно судить по приведенным графикам на рис. 3.

Анализ этих графиков свидетельствует о практически полной идентичности точных

представлений функций распределения давлений и тех же функций, представленных разложениями в ряды Маклорена.

Таким образом, разложенные в ряды Маклорана функции распределенных усилий могут быть использованы в дальнейшем анализе контактного взаимодействия без ущерба для точности полученных после интегрирования уравнений с входящими в них бигармоническими потенциальными функциями. Это позволяет существенно упростить интегрирование и получить решения в аналитическом виде, которые позволяют осуществить их анализ без использования численных методов.

В результате проведенных исследований, получены аналитические зависимости распределения нормальной и касательной составляющей давления в зоне контакта деформируемого колеса с деформируемой поверхностью, которые пригодны для дальнейших аналитических преобразований.

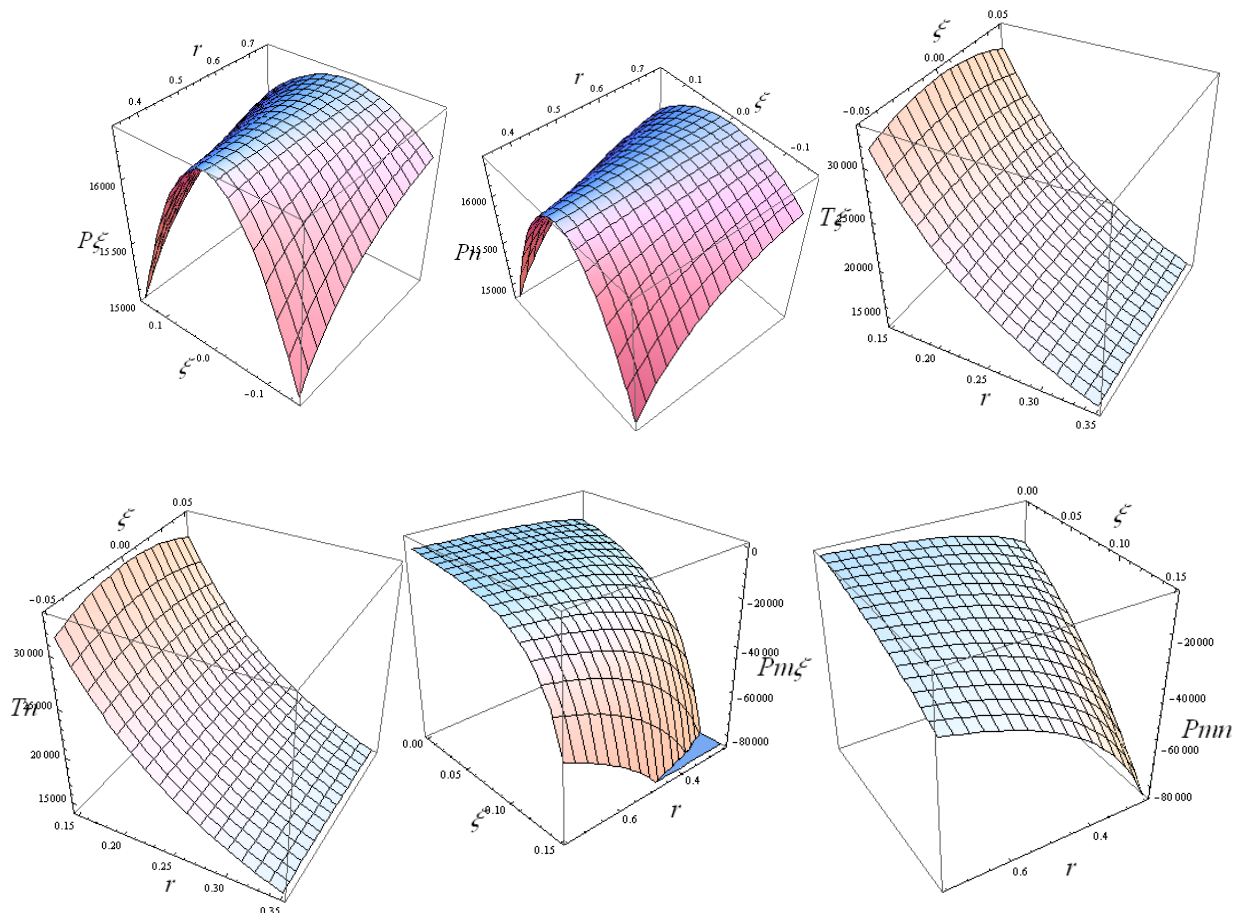


Рис. 3. Графики распределений давлений, построенные по точным выражениям и их разложением в ряды

Fig. 3. Charts pressure distributions built on the exact expressions and their expansion in the ranks

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕФОРМИРУЕМОГО ПРИВОДНОГО КОЛЕСА С ПОЧВОЙ

Для окончательного решения задачи о контактном взаимодействии деформируемого колеса с деформируемой поверхностью необходимо определение границ зон контактирования двух тел, которые, судя по всему, должны зависеть от свойств деформируемых тел и сил, которые прилагаются к контактирующим телам, а также их геометрических форм.

Границы зоны контакта могут быть определены из условия, что вертикальное смещение колеса в точке a_1 равно $a_1^2/2r$, а разница вертикальных деформаций и вертикальных смещений колеса и поверхности в точке a равны 0.

Исходя из этих условий с учетом выражений (4), можно составить следующие выражения для определения границ зон контакта колеса с почвой:

$$v_k|_{(a_1, a \rightarrow 0)} = M_k \int_{a_1}^0 (v_{1k} P_n + v_{2k} T_n) \frac{Bt}{t^2 + (x+t-\xi)^2} d\xi - \frac{a_1^2}{2r};$$

$$(v_k - v_p)|_{(a, a_1 \rightarrow 0)} = \int_0^a \left(\frac{M_k (v_{1k} (P_n - P_m) + v_{2k} T_n) - (-M_p (v_{1p} (-P_n + P_m) + v_{2p} T_n))}{t^2 + (x+t-\xi)^2} \right) d\xi. \quad (9)$$

При интегрировании этих выражений следует принять во внимание то, что $x = \xi$.

Интегрирование последних выражений приводит к наличию в окончательных выражениях составляющих в виде: $\text{ArcTan}[(a+t)/t], \ln[2t^2], \ln[t^2 + (a+t)^2]$.

Учитывая то, что $\ln[f \rightarrow 0] \rightarrow (\approx 3/(2\pi))$,

а $\text{ArcTan}[(a+t)/t]|_{(a > 0.01, t \rightarrow 0)} \rightarrow \frac{\pi}{2}$, то

замена приведенных выше составляющих на константы позволяет в первом приближении, разрешить первое уравнение из (9) относительно a_1 , а второе из (9) – относительно a в окончательном виде. При этом каждое из выражений дает по два корня в виде:

$$a_1 = - \frac{\sqrt{6} \sqrt{g M_k m v_{1k} + \frac{M_k M v_{2k}}{r}}}{\sqrt{3r^2 + g M_k m r v_{1k} + M_k M v_{2k}}}; \quad (10)$$

$$a = \frac{\sqrt{2} \sqrt{6M_k M r^2 v_{1k} + g M_k m r^3 v_{1k} + 6M M_p r^2 v_{1p} + g m M_p r^3 v_{1p} + M_k M r^2 v_{2k} - M M_p r^2 v_{2p}}}{\sqrt{g M_k m r v_{1k} + g m M_p r v_{1p} + M_k M v_{2k} - M M_p v_{2p}}}$$

Анализ выражений для границ зон контакта свидетельствует о том, что на величину задней зоны контакта a_1 оказывают существенное влияние вес, приходящийся на колесо, крутящий момент и деформативные свойства самого колеса, что видно из графиков, представленных на рис. 4.

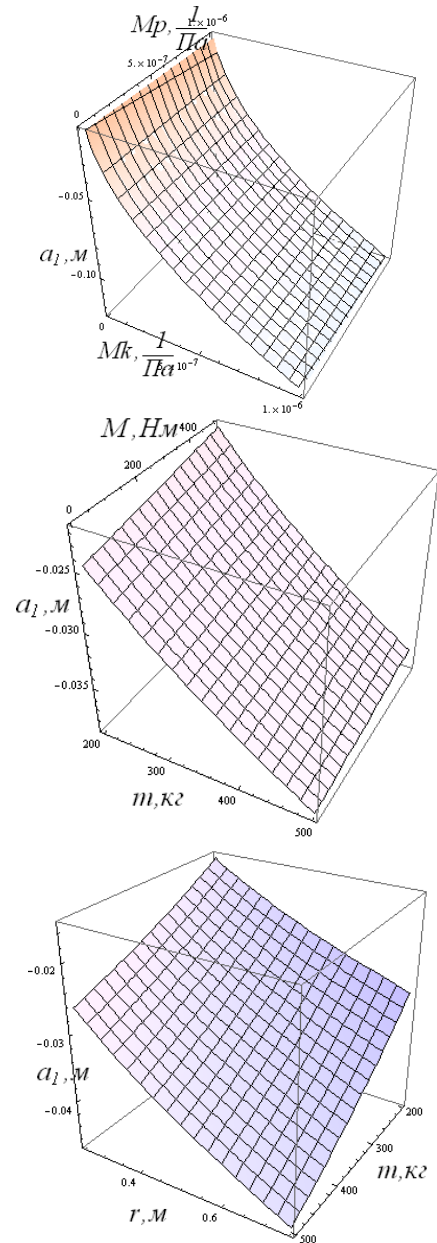


Рис. 4. Графики зависимости величины задней границы контакта от деформативных свойств колеса, приложенной к колесу массы, крутящего момента и радиуса колеса

Fig. 4. The graphs of the dependence of the back contact boundary of the wheel's deformation properties, of the attached to the wheel mass, of the torque and of the wheel radius

При этом следует отметить, что величина передней границы зоны контакта зависит как от приведенных выше величин, которые влияют на величину задней зоны, так и от деформативных свойств почвы.

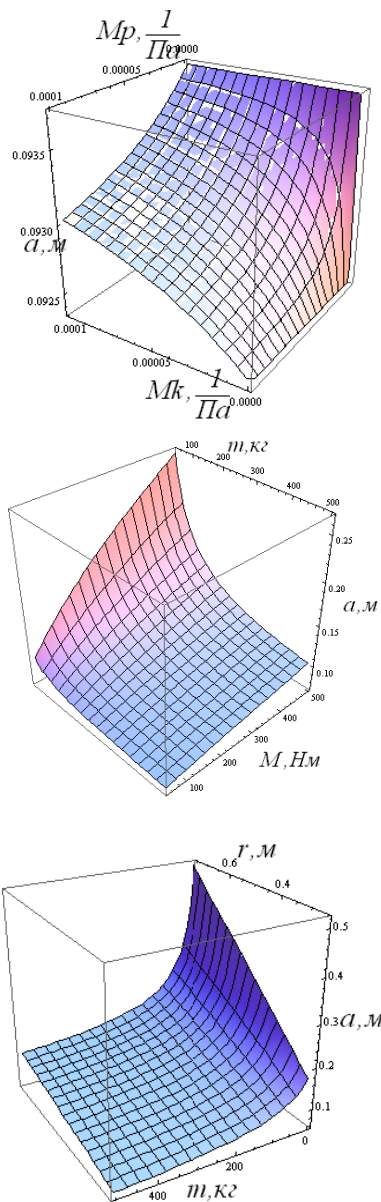


Рис. 5. Графики зависимости величины передней границы контакта от деформативных свойств колеса, приложенной к колесу массы, крутящего момента и радиуса колеса

Fig. 5. The graphs of the dependence of the front contact boundary of the wheel's deformation properties, of the attached to the wheel mass, of the torque and of the wheel radius

Необходимо обратить внимание на то, что на величину передней границы a масса,

приведенная к колесу, незначительно влияет путем уменьшения этой границы, но анализ суммарной зоны контакта показывает, что в целом крутящий момент настолько существенен среди факторов, что до определенной степени масса как бы не проявляет существенного влияния (рис. 5, рис. 6).

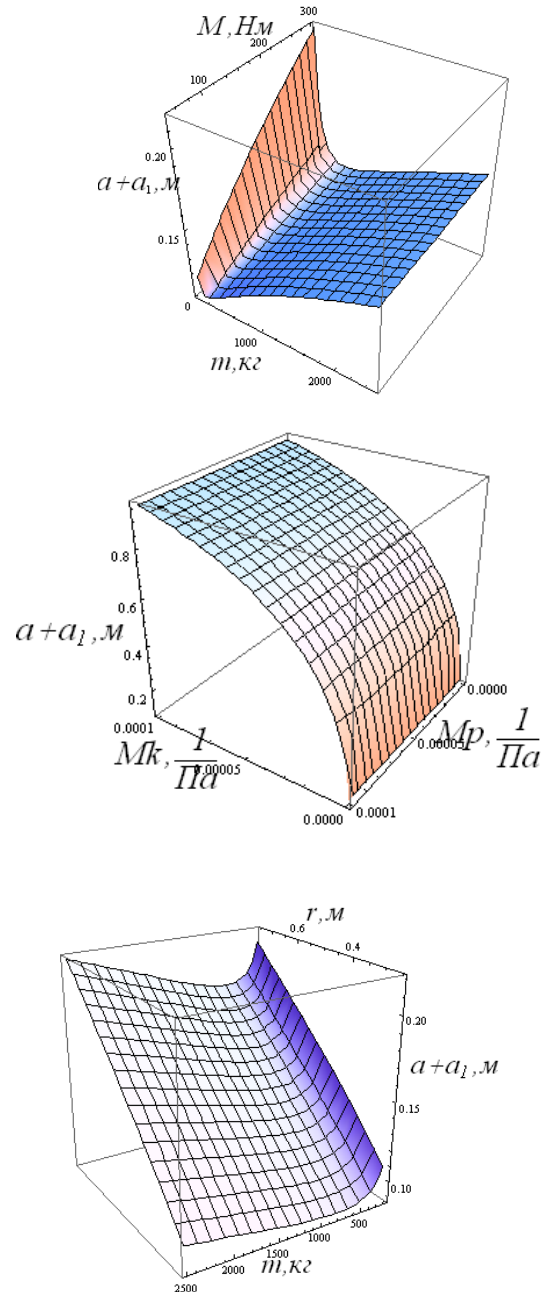


Рис. 6. Графики зависимости суммарной величины зоны контакта от деформативных свойств колеса, приложенной к колесу массы, крутящего момента и радиуса колеса

Fig. 6. The graphs of the dependence of the total contact zone of the wheel's deformation properties, of the attached to the wheel mass, of the torque and of the wheel radius

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕФОРМИРУЕМОГО ПРИВОДНОГО КОЛЕСА С ПОЧВОЙ

Все это объясняется необходимостью дальнейшего и более глубокого исследования взаимодействия колеса с почвой. Кстати, противоречие с общепринятыми представлениями о влиянии массы на величину передней зоны контакта свидетельствует о недостаточной изученности процесса.

Исходя из проведенных исследований, следует отметить, что наибольшее влияние на величину зоны контакта оказывают деформативные свойства колеса, в отличие от деформативных свойств почвы. Это может объясняться меньшей кривизной поверхности колеса.

Анализ зависимостей (10), которые графически представлены на рисунках (4,5,6), позволяет сделать некоторые выводы о влиянии параметров колеса и свойств почвы на величины составляющих зоны контакта колеса с почвой, а именно:

- на размеры задней части зоны контакта a_1 существенное влияние оказывает величина деформативных свойств колеса M_k , в то время как величина деформативных свойств почвы M_p не оказывает влияния на эту величину, причем увеличение деформативных свойств колеса (величина обратно пропорциональная модулю упругости линейных деформаций) ведет к существенному уменьшению задней границы модуля упругости колеса,

- увеличение крутящего момента M ведет к уменьшению размера задней части зоны контакта a_1 , в то же время масса, приложенная к колесу m , ведет к возрастанию последней,

- увеличение радиуса колеса r при прочих равных параметрах увеличивает размеры задней части зоны контакта a_1 ,

- передняя часть зоны контакта a возрастает с увеличением деформативных свойств почвы M_p , т. е. с уменьшением модуля упругости линейных деформаций E_p , и a уменьшается с уменьшением деформативных свойств колеса M_k , т.е. с увеличением модуля упругости линейных деформаций E_k ,

- возрастание крутящего момента M и (или) радиуса колеса r ведет к возрастанию передней части зоны контакта a ,

- весьма любопытным есть тот факт, что увеличение массы m , приложенной к колесу, ведет к уменьшению передней части зоны контакта a , однако анализ размеров суммарной зоны контакта $(|a_1| + |a|)$ указывает на то, что увеличение массы m , приложенной к колесу, ведет к возрастанию длины пятна контакта. Из чего следует, что масса более существенно влияет на возрастание задней части контакта a_1 , притом, что передняя часть зоны контакта a уменьшается не столь существенно.

Для определения смещений необходимо воспользоваться зависимостями (4) с учетом выражений (9). Учитывая значения $t = 0.01, B = \pi/5b$, в развернутом виде выражение перемещений почвы будет иметь достаточно громоздкий вид, поэтому полностью привести их в пределах статьи не представляется возможным. Графики зависимости перемещений от параметров и свойств почвы приведены на рис. 7, рис. 8.

Для всех представленных графиков, исключая случаи, в которых приведены зависимости от конкретных факторов, значения остальных приняты следующими: $M_p = 10^{-7} \text{ Па}, M_k = 10^{-7} \text{ Па}, g = 9.8 \text{ м/с}^2, M = 300 \text{ Нм}, m = 300 \text{ кг}, v_p = 0.4, v_k = 0.4, b = 0.3$

Анализируя зависимости горизонтальных смещений почвы, можно сделать следующие выводы:

- увеличение радиуса колеса r ведет к существенному увеличению зоны контакта $(|a_1| + |a|)$ и одновременному уменьшению смещения почвы в зоне контакта u_p ,

- рост массы m , приведенной к колесу, ведет к увеличению перемещений почвы u_p , особенно в передней части зоны контакта,

- снижение величины деформативных свойств почвы M_p , т.е. уменьшение модуля упругости линейных деформаций E_p , ведет к увеличению горизонтальных смещений

почвы u_p , при этом существенно не влияет на величину зоны контакта,

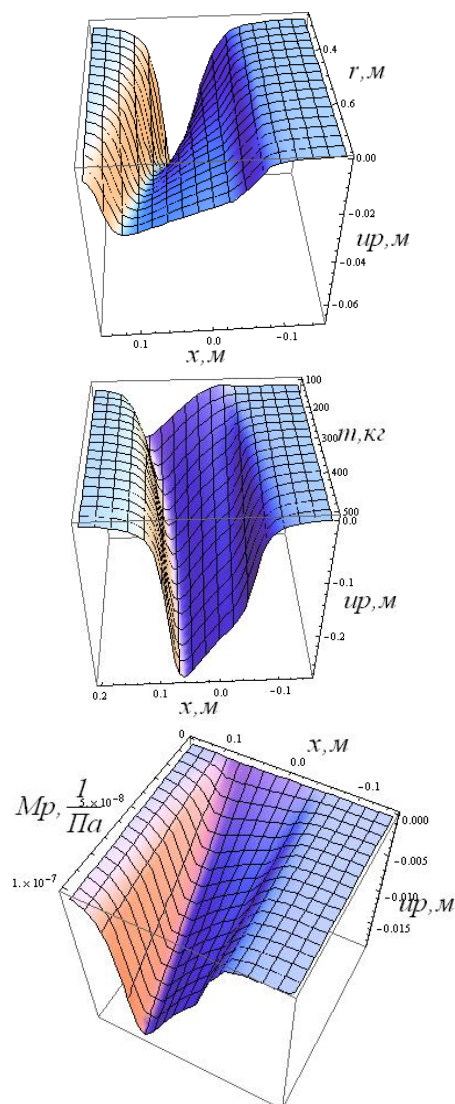


Рис. 7. Графики зависимости горизонтальной составляющей перемещений почвы в зоне контакта в зависимости от радиуса колеса r , массы m , приведенной к колесу, и деформативных свойств почвы M_p

Fig. 7. The graphs of horizontal component of the displacement of soil in the contact zone depending on the radius of the wheel r , the mass m , given to the wheel, and deformation properties of the soil M_p

- увеличение крутящего момента колеса M и уменьшение его ширины b ведет к росту горизонтальных перемещений почвы u_p , не существенно влияя на величину зоны контакта,

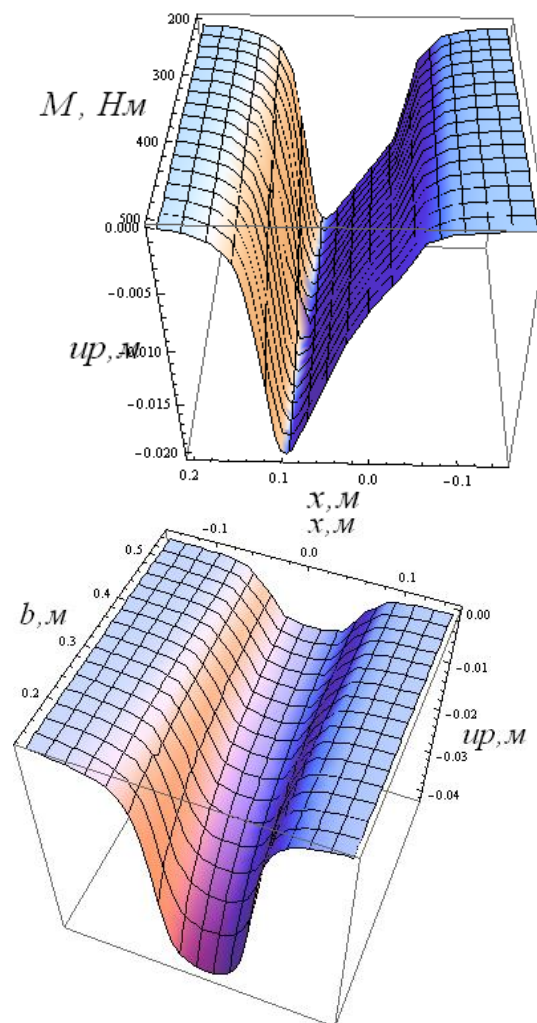


Рис. 8. Графики зависимости горизонтальной составляющей перемещений почвы в зоне контакта в зависимости от крутящего момента на колесе M и ширины колеса b

Fig. 8. The graphs of horizontal component of the displacement of soil in the contact zone depending on the torque to the wheel M and wheel width b

- во всех случаях максимум горизонтальных смещений почвы находится в передней части зоны контакта.

Аналогично могут быть представлены компоненты вертикальных и горизонтальных абсолютных деформаций как почвы так и поверхности колеса в зоне контакта.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных исследований получены аналитические зависимости распределения сил в зоне

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕФОРМИРУЕМОГО ПРИВОДНОГО КОЛЕСА С ПОЧВОЙ

контакта деформируемого колеса с деформируемой поверхностью. Получены аналитические зависимости для определения границ зоны контакта двух тел несогласованной геометрической формы с учетом приложенных нагрузок и деформативных свойств тел.

2. Кроме того, наличие функции, позволяющей определить величину передней части зоны контакта совместно с функцией распределения силы сопротивления в передней части зоны контакта, дают предпосылки для аналитического определения коэффициента сопротивления качению деформируемого колеса по деформируемой поверхности при нагружении колеса силой веса и приложении крутящего момента с учетом деформативных свойств колеса и поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Ishlinskiy, A. Yu. 1986.** O kachenii zhestkikh i pnevmaticheskikh koles po deformirovannomu gruntu // Prikladnye zadachi mekhaniki. Kn. 1. – M.: Nauka. – 293–314.
- 2. Ishlinskiy, A. Yu.** Matematicheskaya teoriya plastichnosti / A. Yu. Ishlinskiy, D. D. Ivlev. – M.: FIZMATLIT, 2001, 2003. – 704.
- 3. Zolotarevskaya, D. I.** Vzaimosvyaz razlichnykh matematicheskikh modeley deformirovaniya pochvy / D. I. Zolotarevskaya // Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva. – 1983. – № 5. – 10-16.
- 4. Zolotarevskaya, D. I. 1997.** Osnovy teoriy i metody rascheta uplotnyayushchego vozdeystviya na pochvu kolesnykh dvizhiteley mobilnoy selskohozyaystvennoy tehniky: diss.... doktora tehn. nauk: 05.20.01 / D. I. Zolotarevskaya. – Moskva, 1997. – 432.
- 5. Kovbasa, V. P. 2006.** Mehaniko-tehnologichne obgruntovannya optimizatsiyi vzaemodiyi robochih organiv z gruntom: dis.... dokt. tehn. nauk: 05.05.11 / V. P. Kovbasa. – K., – 299.
- 6. Kovbasa, V. P. 2011.** Fizichni rivnyannya deformuvannya gruntu z suttevim proyavom v'yazkoplastichnikh vlastivostey. / V. P. Kovbasa – Naukoviy vIsnik Natsionalnogo unIversitetu bIoresursIv I prirodokoristuvannya UkraYini. SerIya TehnIka ta energetika APK. – KiYiv. – Vip. 166. – ch. 2. – 284–296.
- 7. Kovbasa, V. P. 2011.** Do viznachennya fizichnih rivnyan pruzhnov`yazko-plastichnogo seredovischa z umovoyu ruynuvannya za modifikovanim kriteriem Kulona-Mora / V. P. Kovbasa // Pratsi TDATU. – Melitopol, – Vip.11. – t. 2. – 161–174. Rezhim dostupu: www.nbu.gov.ua/portal/Chem_Bio/Ptdau/2011_11_2/index.html.
- 8. Kovbasa, V. P. 2015.** Kinematika vzaimodeystviya uplotnyayushchego katka s plastom pochvyi ogranichennoy glubiny / V. P. Kovbasa, V. P. Kurka, V. V. Pinchuk, Ali Ahmed Kadem // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Vol. 17. – № 3. – 267–273.
- 9. Polyaniin, A. D. 2001.** Spravochnik po lineynim uravneniyam matematicheskoy fiziki / A. D. Polyaniin. – M., Fizmatlit. – 576.
- 10. Novatskiy, V. 1975.** Teoriya uprugosti / Vitold Novatskiy. – Moskva, Mir. – 872.
- 11. Papkovich, P. F. 1939.** Teoriya uprugosti / P. F. Papkovich. – L.-M. Gos. Izd. Oboronprom. – 639.
- 12. Parton, V. Z. 1985.** Mehanika uprugoplasticheskogo razrusheniya / V. Z. Parton, E. M. Morozov. – M.: Nauka. – 504.
- 13. Aleksandrov, V. M. 2007.** Vvedenie v mehaniku kontaktnykh vzaimodeystviy / V. M. Aleksandrov, M. I. Chebakov. – Moskva, Rostov-na-Donu. – 114.
- 14. Argatov, I. I. 2003.** Osnovy teoriy uprugogo diskretnogo kontakta / I. I. Argatov, N. N. Dmitriev. – Sankt-Peterburg, Politehnika. – 233.
- 15. Popov, V. L. 2013.** Mehanika kontaktnogo vzaimodeystviya i fizika treniya / V. L. Popov. – M. FIZMATLIT. – 352.
- 16. Kovbasa, V. P. 2015.** Postroenie i reshenie zadachi vzaimodeystviya deformiruemogo privodnogo kolesa s deformiruemoy sredoy [Elektronniy resurs] / V. P. Kovbasa, A.A. Kadem // Naukoviy vIsnik Tavriyskogo derzhavnogo agrotehnologIchnogo unIversitetu. – Mellitopol: TDATU. – Vip. 5, t. 2. – 16-26.– Rezhim dostupu: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/V5T1.html>.
- 17. Kovbasa, V. P. 2015.** Reshenie kontaktnoy zadachi o vzaimodeystvii deformiruemogo privodnogo kolesa s deformiruemoy

poverhnostyu / V. P. Kovbasa, A. A. Kadem, D. Yu. Kalinichenko // Naukoviy visnik Natsionalnogo lisotekhnichnogo universitetu Ukrayini. – Lviv. – Vip. 25.10. – 255–268.

18. Kovbasa, V. P. 2015. Vzaimodeystvie deformiruemogo privodnogo koleasa s pochvoy / V. P. Kovbasa, Ali Ahmed Kadem. – Monografiya. – K.: Redakts.-izdatel. otdel NUBiP Ukrainyi. – 126.

19. Kovbasa, V. P. 2015. O raspredelenii davleniya v zone kontakta deformiruemogo koleasa s deformiruemoy sredoy pri uslovii nesoglasovannosti geometricheskikh form / V. P. Kovbasa, Ali Ahmed Kadem, V. V. Pinchuk // VIsnik Natsionalnogo universitetu vodnogo gospodarstva ta prirodokoristuvannya. Zb. nauk. prats. – Rivne. – Vip. 2(70). Seriya: «Tehnichni nauki». – 479–487.

20. Ishlinskiy, A. Yu. 2003. Matematicheskaya teoriya plastichnosti / A. Yu. Ishlinskiy, D. D. Ivlev. – M.: FIZMATLIT. – 704.

analytical determination of the coefficient of resistance to rolling of a deformable wheel on a deformable surface at loading wheels weight force and the torque taking into account the deformation properties of the wheel and the surface.

Key words: strain wheel, base strain, made by force, distributed forces, contact boundary.

THEORETICAL PRECONDITIONS OF INTERACTION OF DRIVE WHEEL WITH SOIL

Summary. The paper presents an analytical function of pressure distribution in the contact zone of the deformable wheel with deformable surfaces and analytic functions on the boundary of the contact zone, which are the source for the solution of the problem of contact interaction of wheels with a surface.

The obtained dependences can be used to solve tasks related to the operation of mobile machines, in particular, the design of the propulsion of mobile energocredit and agricultural machines.

The result of the research, analytical dependences of the distribution of forces in the contact zone of the deformable wheel with deformable surface. Analytical dependences to determine the boundaries of the contact zone of two bodies inconsistent geometric shape given the applied loads and deformation properties.

In addition, the presence of features that allow you to determine the amount of the front part of the contact zone together with the distribution function of the resistance in the front part of the contact zone, provide background for the

ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ СЛОЖНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

Андрей Новицкий, Александр Банний

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: NovitskiyAV@ukr.net, sasha_banniy@mail.ru*

Andrey Novytskyu, Aleksandr Bannuy

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine. E-mail: NovitskiyAV@ukr.net, sasha_banniy@mail.ru*

Аннотация. В статье рассмотрена актуальная проблема построения баз знаний обеспечения надежности сложных технических систем «Человек - Машина - Среда» (СТС «ЧМС»). Объектом исследования выступают машины и оборудование сельскохозяйственного производства – средства для приготовления и раздачи кормов (СПРК), как СТС «ЧМС». Предметом исследования статьи выступают процессы потери и восстановления работоспособности СТС «ЧМС» СПРК.

Целью построения логико – вероятностной модели (ЛВМ) СТС «ЧМС» является формирование условий, которые определяют риски возникновения отказов с учетом составляющих «Машина», «Оператор», «Среда».

В статье представлена методика формирования логико-вероятностных моделей надежности подсистем «ЧМС». В логико-вероятностной теории аналитическое описание опасного состояния СТС осуществляется с использованием логической функции отказов систем (ЛФОС), аргументами которой выступают исходные события (ИС) и исходные условия (ИУ), в качестве которых выступают отказы машин, ошибки операторов и несоответствие компонентов кормов. В процессе исследования процесса функционирования СПРК определены основные контролируемые параметры механизмов (подсистем) СТС СПРК.

Предложены критерии минимизации кратчайших путей и минимальных сечений для повышения надежности СПРК путем исследования механизмов: загрузки,

измельчения-смешивания, выгрузки. Представлена методика построения модели оценки параметров надежности механизма измельчения - смешивания кормов СПРК на основе логико-вероятностного моделирования.

Установление риска возникновения отказов СПРК, как составляющей СТС «ЧМС» позволяет не только прогнозировать появление потенциальных отказов составляющих механизмов, но и проводить поиск соответствующих организационных и конструктивно-технологических мероприятий по их предотвращению. Перспективными могут быть исследования, которые направлены на формирование мероприятий повышения надежности составляющих системы «ЧМС».

Ключевые слова: вероятность, модель, надежность, отказ, система, логико - вероятностные методы, средство для приготовления и раздачи корма.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Надежность сложных технических систем (СТС), которыми являются машины и комплексы машин сельскохозяйственного производства зависит от трех функционально взаимосвязанных составляющих: средств технологического оснащения (СТО) или машин, предметов производства (ПП) или среды, и человека-оператора (Ч), для выполнения в регламентированных условиях производства заданных технологических процессов (то есть систем «Человек - Машина - Среда» («ЧМС»). Сложность СТС «ЧМС»

объясняется не столько большим количеством элементов, сколько сложностью функциональных и логических связей между элементами и составляющими системы «ЧМС», свойствами восстановления или невозможности восстановления подсистем и элементов, возможностью различных видов резервирования.

Вероятность возникновения отказов СТС «ЧМС» меньше, чем простых, но последствия их более масштабные, восстановление работоспособности требует значительных материальных и трудовых затрат. Повышения надежности таких СТС можно достичь за счет резервирования, введения структурной избыточности составляющих элементов и подсистем, или используя систему технического обслуживания и ремонта (СТОР). Вместе с тем, надежность СТС «ЧМС» зависит от двух других составляющих: квалификации и профессионально-психологического уровня персонала, от состояния среды, в которой и с которой эти составляющие СТС взаимодействуют. То есть, функционирование СТС зависит от устойчивости их к возникновению отказов. Теоретической основой оценки и обеспечения структурной надежности сложных систем могут быть использованы логико-вероятностные методы (ЛВМ) надежности.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Оценка надежности компонентов СТС «ЧМС» базируется на глубоком и проработанном математическом базисе. СТС «ЧМС» достаточно полно и детально исследованы в различных научных источниках [6, 7, 18]. В научной литературе опубликованы результаты исследований составляющих СТС «ЧМС», которые функционируют в сельскохозяйственном производстве при реализации технологических процессов в растениеводстве (на примере пахотных и зерноуборочных СТС) [10, 11], в животноводстве (на примере СТС «Человек – Машина – Животное») [17]. При этом, особое внимание уделялось оценке влияния

составляющих «Человек» («Ч»), «Машина» («М») и «Среда» («С») («Животное» или «Растение») на эффективность использования СТС с позиций надежности.

В исследованиях важное место занимает выбор тех или иных методов оценки надежности этих СТС.

Применение ЛВМ при исследовании надежности машин изложены во многих научно - практических работах, включая [9, 22, 23]. Они нашли широкое применение не только для оценки техногенных рисков в энергетике и электронике, химической и нефтегазовой промышленности, но и на объектах военно-промышленного комплекса [8, 22]. За последние 20-30 лет ЛВМ используются при расчете надежности сложных технических систем в машиностроении [6-8, 21].

Основной целью анализа надежности машин с использованием ЛВМ является определение причин и расчет рисков возникновения отказов, формирование комплекса мероприятий по их предупреждению и устранению. ЛВМ могут быть использованы для анализа и оценки риска влияния основных составляющих на надежность систем «ЧМС», каковыми являются СПРК. В последние годы рассматривались отдельные вопросы анализа представленных машин [17, 20], однако в большинстве научных исследований авторами исследовались преимущественно конструкции машин и оборудования [21, 24].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Как показывает представленный выше анализ литературных источников, исследование рисков возникновения отказов СТС «ЧМС» является актуальной проблемой.

В последние годы, рассматриваемый вопрос недостаточно рассматривался в разрезе машин и оборудования сельскохозяйственного производства, особенно СПРК.

Целью построения ЛВМ СТС «ЧМС» является формирование условий, которые определяют риски возникновения отказов СПРК с учетом составляющих «Человек», «Машина», «Среда».

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Оценка рисков возникновения отказов начинается с установления последовательности опасных ситуаций (ПОС) - отказа системы. В логико-вероятностной теории аналитическое описание опасного состояния осуществляется с использованием логической функции отказов систем (ЛФОС), аргументами которой выступают исходные события (ИС) и исходные условия (ИУ), в качестве которых выступают отказы машин, ошибки операторов и несоответствие компонентов кормов. После составления и апробации последовательности опасной ситуации, делается переход к составлению ЛФОС с помощью коротких путей возникновения отказов или с помощью минимальных сечений предупреждения отказов.

Для предупреждения отказов СПРК «DeLaval», как системы «ЧМС», можно предложить целый ряд мероприятий, которые зависят от режима и условий использования. Структурно с позиций обеспечения срока службы и надежности функционирования, СПРК «DeLaval» можно представить в виде следующей блок-схемы механизмов: загрузки, измельчения-смешивания, привода, выгрузки, рамы с ходовой частью [15].

Рабочий цикл СПРК «DeLaval» является составляющей рабочего процесса СТС «ЧМС». Этот процесс заключается в загрузке, измельчении, смешивании, транспортировании, дозировании и раздаче кормовой смеси. Рабочий цикл СПРК включает выполнение следующих операций: забор кормов фуражиром с бурта и перемещение в бункер, измельчение корма ножами и противорежущими пластинами, смешивание корма шнеками и мешалками, транспортирование кормовой смеси к месту раздачи на ферме, дозирование и выгрузка кормовой смеси.

В процессе функционирования СПРК оператор контролирует следующие параметры для механизмов (подсистем) СТС СПРК. Для механизма загрузки (МЗ) компонентов кормов оператор контролирует: состояние ножей фрезы и деталей привода,

которые влияют на дисбаланс барабана, расстояние между барабаном и поверхностью площадки должно составлять 15-20 мм, расстояния между барабаном и бункером машины должно быть в пределах 20-25 мм. Для деталей МЗ характерны аварийные и постепенные отказы, которые зависят от качества составляющих кормов.

Для механизма измельчения-смешивания (МИС) оператор контролирует состояние измельчающих и противорежущих ножей, рейки и шнеков, для которых также характерны постепенные и аварийные отказы. Работоспособность механизма выгрузки (МВ) кормовой смеси зависит от технического состояния ленты транспортера, подшипников оси транспортера и гидроцилиндра транспортера.

Представленные механизмы СПРК управляются и обслуживаются оператором, поэтому рассматриваются, как важные составляющие, от которых зависит надежность подсистем и всей СТС «ЧМС». Практика использования СТС СПРК «DeLaval» показывает, что комплексной причиной возникновения отказов МЗ, МИС, МВ является несвоевременность проведения контроля о состоянии деталей и регулировкой представленных выше параметров.

Выполнив анализ рабочего цикла СПРК «DeLaval», проведем анализ влияния деятельности оператора на надежность представленной СТС «ЧМС». Как показывают предварительные исследования, эффективная работа оператора зависит от следующих важных составляющих: квалификации оператора, возможности возникновения ошибок оператора при управлении и обслуживании машины, возможности своевременного или несвоевременного устранения отказов машины.

Следует отметить, что для решения поставленной в статье задачи, проводится оценка риска возникновения отказов МИС, как подсистемы, которая лимитирует надежность системы - СПРК «DeLaval». Исходя из этого, на рис. 1 представлена модель формирования риска возникновения отказа МИС в зависимости от действия трех составляющих «Ч», «М», «С». Отказ МИС

ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ СЛОЖНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

может произойти, если будет выполнен ряд исходных условий: отсутствие контроля оператора ($K_1 - K_3$), отказ деталей и рабочих органов МИС ($K_4 - K_7$), влияние среды (состояние составляющих кормов) на формирование отказа (K_8, K_9). Важным ограничением при формировании ЛВМ является учет всех исходных событий и условий, которые приводят к отказу МИС.

Для математического описания представленной модели можно использовать логические функции отказов системы, которые могут быть записаны в виде логической матрицы исходных условий K_i [7]:

$$y_c(K_1, \dots, K_{10}) = \begin{vmatrix} K_1 \\ K_2 \\ K_3 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_4 \\ K_5 \\ K_6 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_7 \\ K_8 \\ K_9 \end{vmatrix}. \quad (1)$$

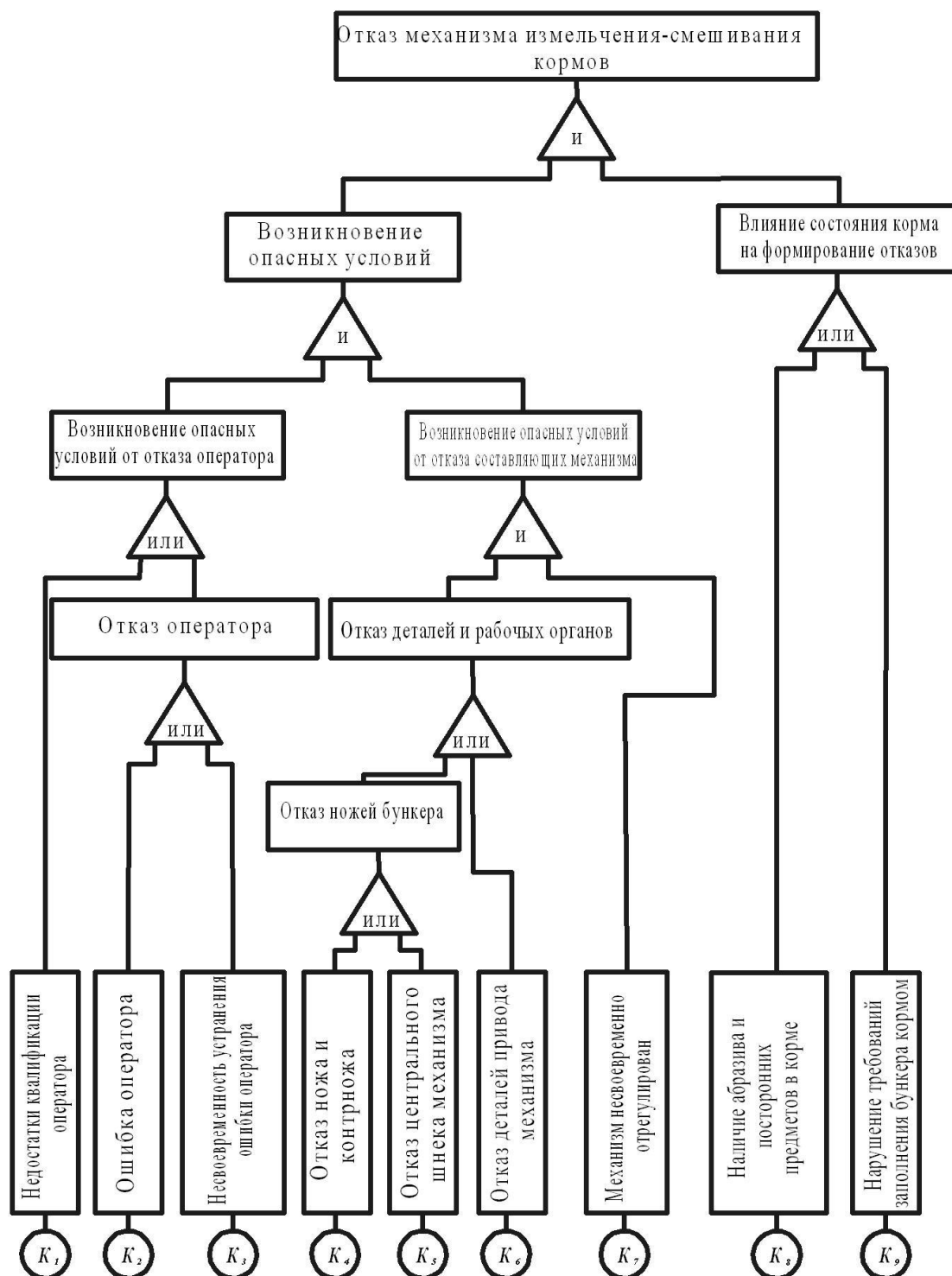


Рис. 1. Модель формирования отказов механизма измельчения – смешивания кормов
Fig. 1. Model of formation failures grinding means for preparation and distribution of forage

После получения логической матрицы (1), используя методы, представленные в [22], раскроем скобки и запишем логические функции отказов подсистемы МИС в виде дизъюнкции двадцати семи коротких путей возникновения отказов СПРК «DeLaval»:

$$y_c(K_1, \dots, K_9) = \left(\begin{array}{l} K_1 K_4 K_7 K_8 \\ K_1 K_4 K_7 K_9 \\ K_1 K_5 K_7 K_8 \\ K_1 K_5 K_7 K_9 \\ K_1 K_6 K_7 K_8 \\ K_1 K_6 K_7 K_9 \\ K_2 K_4 K_7 K_8 \\ K_2 K_4 K_7 K_9 \\ K_2 K_5 K_7 K_8 \\ K_2 K_5 K_7 K_9 \\ K_2 K_6 K_7 K_8 \\ K_2 K_6 K_7 K_9 \\ K_3 K_4 K_7 K_8 \\ K_3 K_4 K_7 K_9 \\ K_3 K_5 K_7 K_8 \\ K_3 K_5 K_7 K_9 \\ K_3 K_6 K_7 K_8 \\ K_3 K_6 K_7 K_9 \\ K_1 K_4 K_7 \\ K_1 K_5 K_7 \\ K_1 K_6 K_7 \\ K_2 K_4 K_7 \\ K_2 K_5 K_7 \\ K_2 K_6 K_7 \\ K_3 K_4 K_7 \\ K_3 K_5 K_7 \\ K_3 K_6 K_7 \end{array} \right). \quad (2)$$

Выполнив преобразования матрицы (2), получим ЛФВС в виде дизъюнкции четырех минимальных сечений предупреждения отказов МИС СПРК «DeLaval»:

$$y_c(K_1, \dots, K_9) = \left(\begin{array}{l} K'_7 \\ K'_1 K'_2 K'_3 \\ K'_4 K'_5 K'_6 \\ K'_8 K'_9 \end{array} \right). \quad (3)$$

Анализ кратчайших путей возникновения отказов МИС, которые представлены в (2) и минимальных сечений их предупреждения, приведены в (3) указывают на то, что одним из направлений уменьшения интенсивности отказов МИС является своевременное проведение контроля и регулирования рабочих органов и деталей, которые лимитируют их надежность (то есть K_7 та K'_7).

Исходя из представленного выше, на основании анализа логических функций отказов подсистемы МИС, которые представлены в матрицах (2) и (3), можно предотвратить потерю работоспособности МИС и таким путем уменьшить риск отказа СПРК «DeLaval», то есть объекта исследования в целом.

Представленную логическую функцию отказов подсистемы МИС можно решить не используя ортогонализации, то есть найти вероятность возникновения отказа непосредственно из выражения (1):

$$P_{\text{смис}} = P \left\{ \begin{array}{l} K_1 \\ K_2 \\ K_3 \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} K_4 \\ K_5 \\ K_6 \end{array} \right\} = \left\{ K_7 \right\} = \left\{ \begin{array}{l} K_8 \\ K_9 \end{array} \right\} = 1 \} = \\ = P_7 \cdot [1 - G_1 \cdot G_2 \cdot G_3] \cdot [1 - G_4 \cdot G_5 \cdot G_6] \cdot [1 - G_8 \cdot G_9], \quad (4)$$

где: G_i - вероятность безотказной работы, P_i - вероятность отказа.

Для решения аналитической зависимости (4) подставляются исходные данные вероятностей событий K_i , которые взяты из протоколов испытаний СПРК в условиях реальной эксплуатации в Киевской области. На основании этого возникает возможность провести исследование вероятности возникновения отказов МИС системы «ЧМС» СПРК. Проведем исследование влияния составляющих «Ч», «М», «С» на надежность системы. Результаты исследования МИС представлены на рис. 2 и рис. 3.

Как показывает представленный на рисунке 2 анализ СПРК «DeLaval», графические зависимости подтверждают их линейный характер. Но, вместе с тем, важно проследить влияние составляющих «Ч», «М», «С» на формирование отказа МИС. Преобладающее влияние на вероятность возникновения отказа МИС имеет составляющая «Человек-оператор». Исходя из графика 2, это – совместное сочетание исходных вероятностей событий (K_1, K_2, K_3) – «Возникновение опасного условия через отказ оператора» – график K_{1-2-3} . Необходимо отметить, что вторым по значимости графиком среди представленных исходных вероятностей событий из сочетанием K_{2-3} выступают K_2 (ошибка оператора) и K_3 (несвоевременность устранения ошибки оператора).

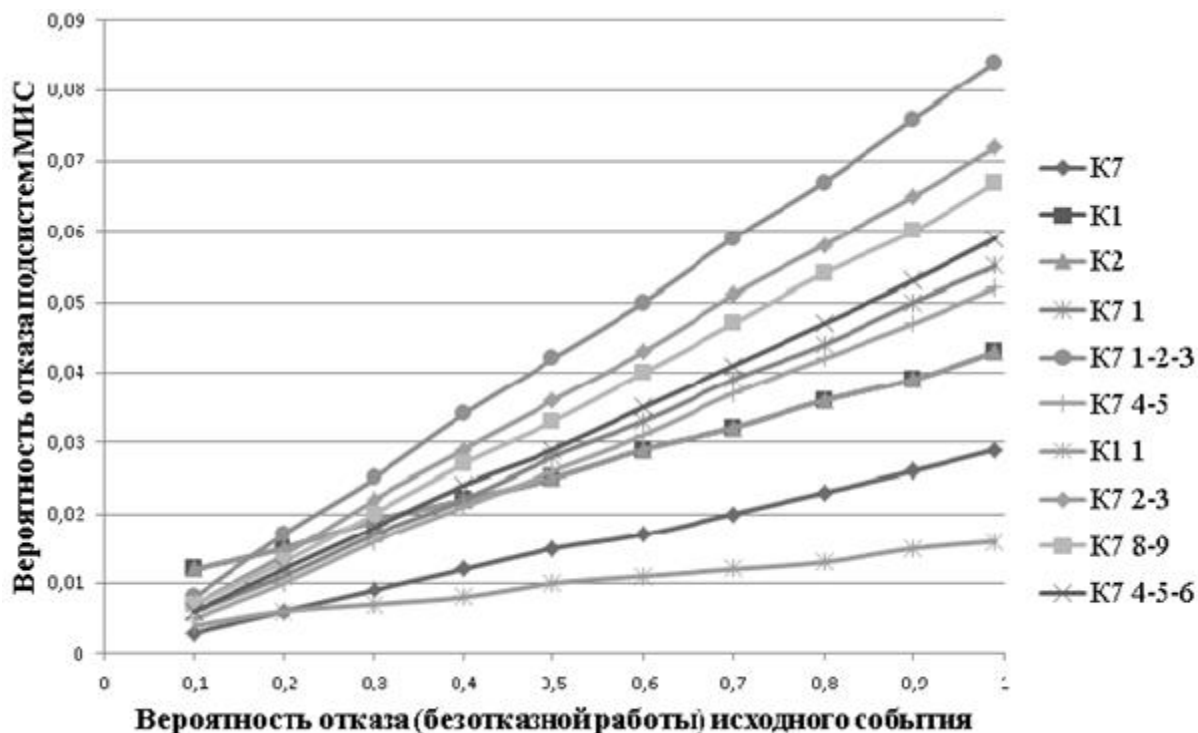


Рис. 2. График зависимости вероятности возникновения отказа МИС средства для приготовления и раздачи корма от состояния составляющих при несвоевременном регулировании механизма

Fig. 2. Graph of the probability of failure of means for preparation and distribution of forage on the condition of components in the untimely regulation mechanism

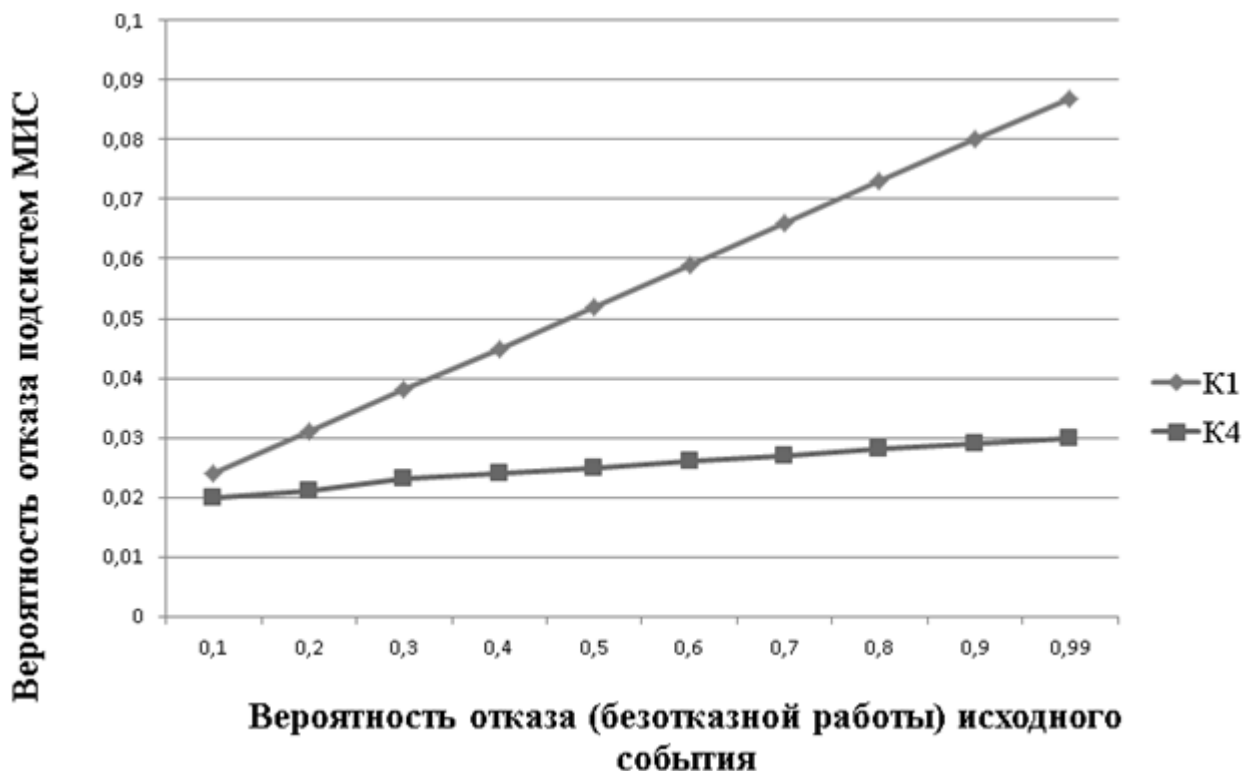


Рис. 3. График зависимости вероятности возникновения отказа МИС средства для приготовления и раздачи корма от состояния составляющих K_1 и K_4

Fig. 3. Graph of the probability of failure of MIS facilities for preparation and distribution of forage on the condition of components K_1 and K_4

Графические зависимости, которые представлены на рисунке 3, также подтверждают их линейный характер. Научный интерес представляет необходимость проследить влияние составляющих «Ч» (событие K_1 – недостатки квалификации оператора), и «М» (событие K_4 – отказы ножа и контрножа), на формирование отказа подсистемы МИС. Как показывает анализ, преобладающее влияние на вероятность возникновения отказа МИС имеет составляющая «Человек-оператор», то есть K_1 .

ВЫВОДЫ

1. Установление риска возникновения отказов СПРК, как составляющей системы «ЧМС» позволяет не только прогнозировать появление потенциальных отказов составляющих, но и проводить поиск соответствующих организационных и конструктивно-технологических мероприятий по их предотвращению или устранению.

Перспективными в этом направлении могут быть исследования, которые направлены на описание других моделей механизмов машин для приготовления и раздачи кормов отечественного и зарубежного производства.

2. Результаты представленной статьи могут быть в дальнейшем использованы для уточнения и усовершенствования существующих методов расчета надежности машин как на стадиях проектирования, так и в условиях реальной эксплуатации.

3. Исходя из представленной модели и полученных результатов системного анализа рисков формирования отказов системы «ЧМС», возникает возможность разработать оперативные мероприятия с целью предотвращения потери работоспособности комплексов машин и оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Andriy Novitskiy. 2011. Analiz nadiinosti zasobiv dlia pryhotuvannia i rozdavannia kormiv metodom dereva vidmov/ Andriy Novitskiy, Oleksandr Bannyi // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa

motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 13B. – 117–123.

2. Ivan Rogovskiy. 2011. Vplyv pokaznykiv nadiinosti na periodychnist tekhnichnoho obsluhovuvannia silskohospodarskykh mashyn / Ivan Rogovskiy // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 13B. – 92 – 97.

3. Karabinesh S.S. 2012. Structurally– technological methods providing of reliability of agricultural technique by computer holography. / S.S. Karabinesh // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – T.14. – №3. – 112–119.

4. Rogovskiy I.L. 2013. Metodologiya tehnicnoho obsluhovuvannia silskohospodarskykh mashyn / I.L. Rogovskiy, O.V. Dubrovina // Tehnika ta energetika APK: zbirnik naukovih prats NUBIPU. – K.: NUBIPU. – Vip. 185, ch. 2. – 372–379.

5. Boiko A.I. 2011. Vplyv operatora na nadiinist system «liudyna-mashyna-seredovyshe» (na prykladi zasobiv dlia pryhotuvannia i rozdavannia kormiv) / A.I. Boiko, A.V. Novytskyi, Z.V. Ruzhylo, A.Z. Ruzhylo // KhNTUSH im. Petra Vasylenka «Problemy nadiinosti mashyn ta zasobiv mekhanizatsii silskohospodarskoho vyrobnytstva». – Kharkiv, KhNTUSH. – Vyp. 114. – 103–108.

6. Boiko A.I. 2011. Stokhastychne modeliuвання roboty pnevmomekhanichnoho vysivnoho aparatu/ A.I. Boiko, O.O. Bannyi // Tekhnika ta enerhetyka APK: zbirnyk naukovykh prats NUBiPU. – K.: NUBiPU. – Vyp.166. ch.1. – 112–118.

7. Boiko A.I. 2012. Otsinka ryzykiv vynyknennia vidmov skladnoi tekhniky / A.I. Boiko, A.V. Novytskyi, O.O. Bannyi // Kharkiv: Zbirnyk naukovykh prats KhNTUSH, Visnyk, 122. – 241–249.

8. Vetoshkyn A.H. 2003. Nadezhnost tekhnicheskyykh system y tekhnohennii rysk / A.H. Vetoshkyn. – Penza: PHUAYs. – 155.

9. Dzherald Sandler. 1966. Tekhnyka nadezhnomy system / S. Dzherald // Seryia «Teoretycheskye osnovy tekhnicheskoi kybernetyky». – M. – 300.

10. Kryzhanivskiy Ie.I. 2008. Teoretychni osnovy obhruntovanoho vyboru kryteriiv vidmov i shliakhiv pidvyshchennia

- dovhovichnosti trysharoshkovykh burovykh dolit / Ie.I. Kryzhanivskiy, R.S. Yakym, L.Ie. Shmandrovskiy, Iu.D. Petryna // Vestnyk Natsionalnoho tekhnicheskoho unyversyteta Ukrainy „Kyevskiy polytekhnicheskyy ynstitut”. Mashynostroenye – K.: NTUU „KPY”. – Vip. 56. – 6–13.
- 11. Lypkovich Y.Ye. 2004.** Mekhanyko-erhonomycheskoe obosnovanye chelovkomashynnikh system v ahroynzhenernoi sfere rastenyevodstva: avtoref. dys. na soyskanye nauchn. stepeny d-ra tekhn. nauk. spets. 05.20.01 «Tekhnolohyy y sredstva mekhanyzatsyy selskoho khoziaistva», 05.20.03 «Tekhnolohyy y sredstva tekhnicheskoho obsluzhyvaniya v selskom khoziaistve» / Y.Ye. Lypkovich, Azovo-Chernomorskaia hos. ahro. akademyia. – Krasnodar. – 48.
- 12. Novytskyi A.V. 2014.** Yssledovanye nadezhnomy systemi «chelovek-mashyna» pry uslovyy razvytyia sostavliaiushchei «chelovek-operator» / A.V. Novytskyi, K.N. Dumenko // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 16, № 2. – 117–121.
- 13. Novitskiy A.V. 2012.** Logiko - veroyatnostnyie modeli nadYozhnosti slozhnoy tehniky / A.V. Novitskiy, O.O. Bannyiy // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 14, #3. – 184–190.
- 14. Novytskyi A.V. 2014.** Monitorynh nadiinosti liudyny-operatora pry doslidzhenni skladnykh tekhnichnykh system v silskom gospodarstvi / A.V. Novytskyi // Zbirnyk naukovykh prats ZhNAU, z nahody KhU Mizhnarodnoi naukovoii konferentsii «Suchasni problemy zemlerobskoi mekhaniky» – Zhytomyr, ZhNAU, №2 (45), T.4, Ch.2. – 110–120.
- 15. Novytskyi A.V. 2011.** Suchasni problemy zabezpechennia nadiinosti zasobiv dlia pryhotuvannia i rozdavannia kormiv/ A.V. Novytskyi // Naukovyi visnyk NUBiPU, Tekhnika ta enerhetyka APK. – K.: NUBiPU, - Vyp. 166, ch. 1. – 196–201.
- 16. Ovchynnykova N.Y. 2001.** Nadezhnost tekhnolohycheskykh system «chelovek-mashyna-sreda» v rastenyevodstve: na prymere obrabotky pochvy y uborky urozhaia : avtoref. dys. na soyskanye nauchn. stepeny d-ra tekhn. nauk: spets. 05.20.03 «Tekhnolohyy y sredstva mekhanyzatsyy v selskom khoziaistve» / Ovchynnykova Natalia Yvanovna, Yrkutskaia hos. selkhoz. akademyia. – Yrkutsk. – 34.
- 17. Pohorilyi L. 1999.** Suchasna tekhnika dlia pryhotuvannia kormiv na fermakh VRKh // L. Pohorilyi, V. Yasenetskiy, M. Linnyk // Tekhnika APK. – №4. – 31–33.
- 18. Pozdniakov V.D. 2006.** Povishenye nadezhnomy y efektyvnomy funktsyonyrovaniya operatorov mekhanyzirovannikh protsessov zhyvotnovodstva : avtoref. dys. na soyskanye nauchn. stepeny doktora tekhn. nauk: spets. 05.20.01 «Tekhnolohyy y sredstva mekhanyzatsyy selskoho khoziaistva» / Pozdniakov Vasylyi Dmytryevych, Orenburhskiy hos. ahrarn. Unyversytet. – Orenburh, – 44.
- 19. Polovko A. M. 2006.** Osnovi teoryy nadezhnomy / A.M. Polovko, S.V. Hurov. – SPb.: BKhV-Peterburh, – 704.
- 20. Posibnyk. 2009.** Mashyny dlia tvarynnystva ta ptakhivnystva/ Za red. Kravchuka V.I., Melnyka Iu.F. – Doslidnytske: UkrNDIPVT im. L.Pohoriloho. – 207.
- 21. Revenko I. 2008.** Suchasnyi rynek zasobiv rozdavannia kormiv rohatii khudobi / I. Revenko, T. Lisovenko, V. Khmelovskiy// Propozytsiia. – № 9. – 106–114.
- 22. Riabynyn A.Y. 2000.** Nadezhnost y bezopasnost strukturno-slozhnykh system/ A.Y. Riabynyn – Sankt-Peterburh: Polytekhnika, – 248.
- 23. Ushakov A.Y. 2008.** Kurs teoryy nadezhnomy system / A.Y. Ushakov // – M., DROFA, – 239.
- 24. Khmelovskiy V.S. 2009.** Klasyfikatsiia bahatofunktsionalnykh rozdavachiv-zmishuvachiv / V.S. Khmelovskiy, O.M. Pylypenko, O.M. Achkevych // Visnyk Kharkivskoho Natsionalnoho tekhnichnoho unyversytetu silskoho gospodarstva imeni Petra Vasylenka. – Kharkiv, – Vypusk 79. – 286–294.

**LOGIC AND PROBABILISTIC
MODELING OF RELIABILITY OF
COMPLEX AGRICULTURAL
MACHINERY**

Summary. There is the actual problem of creation knowledge bases to ensure the

reliability of complex technical systems „Man - Machine - Environment” in the article. The object of the study is the machinery and equipment in agricultural production - means for preparation and distribution of forage. The subject of research articles are the loss of working capacity and recovery processes.

The purpose of constructing logical - probabilistic model is to create conditions that determine the risks of failure in view of the components „Machine”, „Operator” and „Environment”.

The article presents a method of forming the logical and probabilistic reliability models subsystems. The logical-probabilistic theory of analytic description of the dangerous condition of is performed using the logical function of a system failure whose arguments are the initiating events and the initial conditions, which serve machine failure, operator error and inconsistency of forage components. The study functioning of the basic process parameters controlled mechanisms (subsystems).

The criteria to minimize the shortest paths and minimum cross sections to improve the reliability by examining mechanisms: loading, crushing, mixing and unloading. The technique of constructing a model of evaluation of the grinding mechanism reliability parameters - mixing feed based on logic and probabilistic modeling.

Establishing the risk of failure as part of the allows not only to predict the appearance of potential failure mechanisms of components, but also to search for the relevant organizational and structural and technological measures to prevent them. Prospective studies may be aimed at the formation of measures improving the reliability of system components.

Key words: probability, model, reliability, failure, system logic - probabilistic methods, means for preparation and distribution of forage.

АНАЛИЗ СПОСОБОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ ОРОШЕНИЯ ПЛОДОВЫХ НАСАЖДЕНИЙ В УСЛОВИЯХ ИРАКА

Владимир Ковбаса, Аль-Хазаали Хайдер Раад Надим

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Volodymyr Kovbasa, Al-Hazaali Hayder Raad Nadim

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Аннотация. В статье проанализированы способы, технологии, конструкции техники и системы для орошения многолетних плодовых насаждений.

Таким образом, наиболее перспективным способом орошения плодовых насаждений и виноградников в условиях Ирака следует считать внутрпочвенное орошение.

В качестве увлажнителей рекомендуются тонкостенные гофрированные трубы диаметром 25...50 мм с перфорацией во впадинах гофра, диаметр отверстий – не более 1 мм, число отверстий от 100 до 600 на метр, диаметр трубок-увлажнителей – постоянный по всей длине.

Обязательным условием является защита перфорации путем оборачивания трубки рулонным негниющим материалом (капрон, стеклоткань, полиэтиленовая пленка или их комбинация).

Рекомендуется бестраншейный способ укладки труб-увлажнителей, который базируется на принципе вертикального заглубления гибких трубопроводов в почву.

Ключевые слова: плодовые насаждения, системы полива, внутрпочвенное орошение, увлажнитель, конструкция увлажнителей, противодиффузионный экран.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На сегодня сельское хозяйство Ирака напрямую зависит от наличия воды, использование которой для потребностей сельскохозяйственного производства четко регламентировано.

Орошение является важным агротехническим приемом, способствующим лучшему росту, повышению урожайности и экономической эффективности плодово-ягодных насаждений и виноградников.

Фактор бережного расхода поливной воды является решающим в условиях дефицита водных ресурсов Ирака [1].

Существующие оросительные системы, наряду с общим положительным эффектом, имеют тенденцию негативных воздействий на окружающую природную среду, заключающуюся в нерациональном использовании водных ресурсов, низком КПД, повышении уровня грунтовых вод, вторичном засолении почв и т.д. В условиях возрастающего дефицита водных и энергетических ресурсов Ирака возникает необходимость в разработке новых локальных способов орошения, обеспечивающих равномерность увлажнения почвы, получение высоких урожаев фруктов, при значительном снижении энергозатрат, эксплуатационных расходов и оросительной воды.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Проведение анализа существующих способов и технических средств орошения плодово-ягодных насаждений для разработки оптимального режима и технологии орошения, обеспечивающих бережное расходование поливной воды, глубокое промачивание почвы и получение высоких стабильных урожаев в условиях Ирака.

АНАЛИЗ СПОСОБОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ ОРОШЕНИЯ ПЛОДОВЫХ НАСАЖДЕНИЙ В УСЛОВИЯХ ИРАКА

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

На сегодняшний день существует большое многообразие видов орошения и поливных устройств для них.

Исследованию процесса орошения посвящены работы Е. В. Акутневой, И. П. Айдарова, М. В. Мазепы, А. Д. Ахмедова, М. Н. Багрова, В. И. Водяницкого, В. И. Барашкова, Е. А. Ветренко, М. С. Григорова, А. И. Михальцевича, В. Р. Ридигера, В. М. Романова, А. А. Черкасова, А. Н. Костякова, М. И. Ромащенко, В. Б. Гордеева и других.

Поверхностный полив по характеру увлажнения почвы и условиям механизации проводится напуском по полосам, площадкам или чекам с затоплением всей поверхности участка (травы, зерновые) или с подачей воды по бороздам (пропашные культуры).

Недостатки: большие потери воды, возможность распространения заболеваний растений, данный способ не приемлем на неблагоприятных уклонах, не приемлем как увлажняющий полив, большой объем планировочных работ при сложном микрорельефе, нарушение структуры почвы и потребность в дополнительном рыхлении междурядий, неравномерность увлажнения почвы вдоль поливных борозд и полос, высокая вероятность поднятия уровня грунтовых вод с засолением или заболачиванием орошаемых участков [2].

Дождевание применяется в зонах неустойчивого увлажнения, при орошении участков со сложным рельефом и водопроницаемыми почвами с близким залеганием грунтовых вод. Искусственное дождевание, подобно естественному дождю небольшой интенсивности, но достаточной длительности, создает наилучшие условия для роста растений, уменьшается испарение вследствие высокой теплоемкости воды, температура околоземного слоя воздуха снижается в жаркое время суток и повышается в прохладные ночные часы.

Недостатки: высокие начальные капиталовложения, дополнительные затраты на энергию, потребляемую на создание нужных напоров в оросительных системах

(40... 100 кВт/ч на 1 полив при норме 300 м³/га), неравномерность распределения воды в поле при ветре, проблемы уплотнения верхнего слоя почвы, связанного с образованием корки на поверхности почвы, и повышенный сток, усложняет проведение сельхозработ на орошаемом участке, большая удельная металлоемкость (100—300 кг/га), необходимость постоянного обслуживания дождевальных насадок и дефлекторов [2].

Процесс капельного орошения обеспечивается при относительно небольшом давлении с некоторыми интервалами и с малой интенсивностью водоподдачи или подачи слабokonцентрированных растворов питательных веществ локально только в зону развития основной массы корневой системы.

Низкая удельная интенсивность водоподдачи, а также локальный (очаговый) характер увлажнения почвы делает капельный способ полива пригодным для проведения орошения на невыровненных участках и на крутых склонах, что важно для зон с низким уровнем водообеспечения и пересеченным рельефом местности.

Недостатки капельного орошения: не приемлемо для вспомогательных технических поливов, частая засоряемость капельниц-водовыпусков отложениями солей и планктоном, образующимися в течение межполивного интервала в трубопроводах-увлажнителях, высокая стоимость строительства систем капельного орошения, а также высокие эксплуатационные затраты, неравномерность распределения по орошаемому участку оросительной воды, при недостаточных осадках нужна дополнительная поливная норма, чаще всего подаваемая дождеванием.

Внутрипочвенное (подпочвенное) орошение основано на действии всасывающей силы почвы, поэтому его можно применять на почвах с хорошими капиллярными свойствами и водонепроницаемой подпочвой и нельзя – на песчаных, супесчаных, галечниковых, прясадочных и засоленных [3].

Преимущества внутрипочвенного орошения: возможность поддерживать влажность активного слоя почвы на уровне

капиллярной влагоемкости, структура пахотного горизонта не разрушается поливами, не образуется корка, меньше сорняков, можно использовать сточные воды и тепловые отходы ТЭС, испарение с поверхности почвы меньше и запасы воды в почве сохраняются дольше, чем при поливе дождеванием, нет препятствий для механизации всех сельскохозяйственных работ, так как отсутствуют временная оросительная и поливная сеть, может использоваться для внесения жидких минеральных удобрений и аэрирования.

Недостатки: высокая стоимость строительства системы, невозможность использования на легких, просадочных и засоленных почвах, слабое увлажнение верхнего слоя почвы, что ухудшает условия всходов зерновых и приживаемости рассады овощных культур, необходимость осветления оросительной воды во избежание заиливания оросительных труб, затруднен ремонт и осмотр поливных линий, водовыпуски могут подвергаться блокировке корнями растений, необходима частая промывка системы, не обеспечивается равенство расходов всех микроводовыпусков во времени.

Благодаря большому сроку службы, внутрисочвенное орошение характеризуется высокой экономической эффективностью особенно при орошении многолетних культур, таких как плодовые культуры [4].

Таким образом, несмотря на некоторые недостатки, наиболее перспективным способом орошения плодовых насаждений и виноградников в условиях Ирака следует считать именно внутрисочвенное орошение.

Эффективность применения внутрисочвенного орошения в плодоводстве доказывают многие исследования.

Например, в опытах Кременского В.И. [6], которые проводились с 9 – летними яблонями сорта Голден Делишес при использовании перфорированных внутрисочвенных увлажнителей, которые были заложены на глубину 0,8 м и смещены вправо на 0,05 м относительно штамба дерева, показано, что в результате внутрисочвенной подачи воды вокруг увлажнителя образуется большое количество обрастающих корней плодового дерева,

которые располагаются параллельно увлажнителю. Проникновение корней в увлажнитель через отверстия перфораций не наблюдалось, что подтверждает возможность использования исследуемой системы внутрисочвенного орошения при поливе плодовых культур.

Систему орошения испытывали в условиях пересеченной местности под Ташкентом на средне- и тяжелосуглинистых почвах. Очаговые увлажнители цилиндрической формы из пористого пластораствора устанавливались непосредственно у корневой системы растений.

Количество опытных водовыпусков было различным (15 – 24 шт.). Закладывались увлажнители на глубину 0,55 – 0,60 м, а напоры воды в них поддерживались в пределах 0,2 – 0,22 м. Саженцы яблонь, айвы, сливы располагали в одном створе от водовыпуска на расстоянии 0,5, 1,0, 1,5, 2,0 м, а затем, чтобы исключить или ослабить взаимное влияние, саженцы размещались по спирали относительно водовыпуска.

В ходе исследований была отмечена высокая надежность работы изучаемой системы внутрисочвенного орошения и даны следующие рекомендации по укладке увлажнителей. На существующих посадках сада, с целью наименьшего повреждения корневых систем растений, внутрисочвенная оросительная сеть должна располагаться не ближе 2 м от оси основного ряда деревьев. Для саженцев оптимальное расстояние между местом посадки и водовыпуском составляет 1 – 1,5 м. Располагать водовыпуски ближе 0,5 м нежелательно. Это связано с трудностями строительства и последующего ухода за сетью в эксплуатационный период. Более удаленное расстояние от саженцев (2 м) приводит к недостаточному увлажнению почвы и, как следствие этого, к остановке роста растений в первый год посадки с заметными отличиями в последующем развитии. Основные результаты проведенных исследований представлены в работах В. Н. Лунева, Л. Х. Ким, В. М. Масленникова, А. П. Орлова, Я. Хондрояниса.

АНАЛИЗ СПОСОБОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ ОРОШЕНИЯ ПЛОДОВЫХ НАСАЖДЕНИЙ В УСЛОВИЯХ ИРАКА

В винсовхозе «Абрау-Дюрсо» Краснодарского края с 1978 по 1984 г. проводились исследования на опытно-производственном участке внутрипочвенного орошения ВГСХА на площади 2,4 га [6].

Увлажнители из гончарных трубок диаметром 50 мм и гофрированных полиэтиленовых перфорированных труб диаметром 44 мм с 200 отверстиями диаметром 1 мм на 1 п. м были заложены на глубину 0,5 м с уклоном $0,068 - 0,071^\circ$. Предложена конструкция внутрипочвенного увлажнителя с плавающим наполнителем. В результате исследований доказано, что внедрение внутрипочвенного способа полива позволяет сократить затраты труда при возделывании виноградников в 2,4 раза, срок окупаемости затрат на строительство составил 1 год. Урожайность винограда на участке составила 14,41 т/га, без орошения – 4,69 т/га.

С 1963 года в совхозах винкомбината «Масандра» Херсонской области УкрНИИГиМом [5] проводились исследования по внутрипочвенному орошению виноградников на крутых склонах.

В ходе исследований изучали технику внутрипочвенного полива и его эффективность. Расстояние между увлажнителями устанавливалось в зависимости от уклона местности и водоупора. Длина увлажнителей из керамических труб диаметром 60 мм составляла 50 м. Вода в увлажнитель поступала под напором 0,2 – 0,25 м с расходом 1 – 1,3 л/с, поливы проводили малыми поливными нормами (до 22 м³/га) один – два раза в неделю. В результате было установлено, что на горных склонах внутрипочвенное орошение обеспечивает удовлетворительное увлажнение почвы и повышает урожайность ягод винограда в 2 – 2,5 раза по сравнению с неорошаемым участком.

На Курской зональной опытно-мелиоративной станции ВНИИГиМ с 1966 года проводились исследования по внутрипочвенному орошению садов [5], при этом было запроектировано два опытных участка. На участке площадью 0,25 га с

уклоном $0,002 - 0,03^\circ$ использовали внутрипочвенные увлажнители из перфорированных полиэтиленовых труб диаметром 50 мм.

Перфорации были выполнены в виде круглых отверстий диаметром 8 – 10 мм с шагом через 0,1 – 0,12 м и расположены в один ряд. На опытном орошаемом участке площадью 3 га применялись увлажнители из пластмассовой упругой пленки толщиной 0,5 – 0,8 мм. Из-за отсутствия специальных машин для прокладки увлажнителей, строительство проводилось бестраншейным дреноукладчиком ДПБН – 1,8 конструкции Мещерской ЗОСМ ВНИИГиМ, предназначенного для прокладки дрен в целях осушения легких торфяных грунтов. Расстояние между увлажнителями составляло 2 м, глубина укладки 0,4 – 0,5 м, длина – 200 м.

В процессе определения контуров увлажнения было выявлено, что основное увлажнение происходит в слое почвы на глубине 0,2 – 1,5 м, а в двухметровом слое оно несколько уменьшается. Смыкание контуров было достигнуто при поливных нормах 700 – 900 м³/га.

В Чехословацком НИИ орошаемого земледелия [7] для орошения плодовых культур и винограда разработана автоматизированная система внутрипочвенного орошения с гофрированными полипропиленовыми трубками-увлажнителями с внутренним диаметром 23 мм и толщиной стенок 0,4 – 0,5 мм.

Увлажнители закладывались на глубину 0,45 м, рабочий напор 0,25 – 0,5 м. Продолжительность полива 6 – 10 часов при интенсивности водоподачи в корневую зону почвы 1,5 – 2,0 мм/ч на 1 га. Использование такой системы повышает эффективность водораспределения, снижает затраты труда, воды, энергии и капиталовложений.

В 1993 г. в ОАО «Сады Придонья» Городищенского района Волгоградской области был заложен опытный участок.

Оросительная сеть участка проведения исследований, состояла из магистрального трубопровода $d=0,40$ м, к которому с помощью фланца присоединялась гребенка с тремя выходами из полиэтиленовых труб для

наполнения водонапорных баков емкостью 4 м³ (имеющих автоматический регулятор напора поплавкового типа) и увлажнителей с внутренним диаметром $d=34$ мм и длиной 150 м. В качестве увлажнителей были выбраны полихлорвиниловые трубы с полнооборотным полиэтиленовым экраном.

Укладка увлажнителей проводилась вручную на расстоянии 1,2 м от ствола деревьев.

Перфорация была выполнена с $d=2$ мм и шагом 100 мм в обе стороны от штамба дерева. Длина перфорированного участка составила 2,4 м.

Полнооборотный противотрационный экран выполнен из полиэтиленовой пленки шириной 0,4 м. Экран огибал увлажнитель и имел выход воды в сторону штамба дерева.

Устройство экрана вызвано необходимостью сдерживать фильтрацию воды в нижележащие горизонты, и предотвращения заиливания, а также увеличения контура увлажнения.

Таким образом, многочисленные исследования показывают, что внутрипочвенное орошение оказывает благоприятное влияние на общее развитие плодовых деревьев, способствует уменьшению периодичности плодоношения, позволяет получать достаточно высокие урожаи с хорошим качеством плодов, повышает зимостойкость плодовых деревьев, способствует хорошей приживаемости их саженцев.

Существенным недостатком, тормозящим внедрение внутрипочвенного орошения в производство, является слабая практическая и теоретическая разработка его приемов, отсутствие широкой экспериментальной проверки этого способа полива.

В связи с достаточно большими капиталовложениями на строительство систем внутрипочвенного орошения, необходимо проведение дальнейших исследований, направленных на уменьшение стоимости этих систем и увеличение их экономической эффективности путем совершенствования существующих конструкций систем внутрипочвенного

орошения и методов расчета режима и техники полива.

Основной конструктивный элемент, определяющий особенности системы подпочвенного (внутрипочвенного) орошения, – увлажнители, конструкция и материал которых могут влиять на характер и распределение воды и увлажнения почвы.

Значительная часть опытов, преимущественно в СССР и Франции посвящена реализации изобретенного Корневым В. Г. [10] абсорбционного орошения, основанного на использовании всасывающей силы почвогрунта в зависимости от его влажности. При этом предполагалась автоматическая подача воды в почву за счет ее всасывающей силы. В закрытой абсорбционной системе тщательно герметизировали все стыки для исключения срыва вакуума. Тем не менее такая система выходила из строя, очевидно, из-за проникновения воздуха через поры стенок и поступления растворенного в воде воздуха, например, при повышении ее температуры. По мнению В. Б. Гордеева, здесь сказалась противоречивость идеи закрытой абсорбционной системы: увлажнитель одновременно должен быть и микропористым, и засасывать воду из источника орошения. Предложение с периодическом сбросе с водой накопленного воздуха оказалось нетехнологичным, так как трудно установить временные критерии проведения этой операции [11].

Предложение В. Г. Корнева об открытой абсорбционной системе в какой-то мере было реализовано в опытах В. Г. Лабоды в горных условиях Крыма [12], но в других районах, где требуется частая сеть увлажнителей, оно также не получило распространение из-за трудоемкости при монтаже сети.

В Укргипропроводхозе разработана оригинальная циклическая водоносно-аэрационная система внутрипочвенного орошения [13], представляющая собой сеть полиэтиленовых перфорированных телескопических трубок длиной 100 м диаметром 16,8 мм при диаметре отверстий 0,7...0,9 мм. В сеть ежедневно подают попеременно воду и воздух. Такая технология орошения должна сократить

АНАЛИЗ СПОСОБОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ ОРОШЕНИЯ ПЛОДОВЫХ НАСАЖДЕНИЙ В УСЛОВИЯХ ИРАКА

продолжительность полива и расширить зону влияния увлажнителей. Подача воздуха кроме того призвана препятствовать заилению увлажнителей за счет образования у каждого отверстия обратного фильтра. Этот способ отличается тем, что подачу воды производят автоматически по графику фильтрации на протяжении первой ее стадии - впитывания и прекращают в начале второй стадии - фильтрации, после чего начинают подачу воздуха до момента полного опорожнения сети, о чем судят по резкому падению давления воздуха в сети.

По способу подачи воды внутрипочвенные системы можно разделить на вакуумные или адсорбционные с капиллярным увлажнением (вода поступает к растениям благодаря всасывающим силам почвы), низконапорные с капиллярно - гравитационным увлажнением (вода распределяется по сети самотеком) и напорные с гравитационно - капиллярным увлажнением (вода подается в почву при создании искусственного напора).

При напорном виде внутрипочвенного орошения вода в трубах находится под некоторым напором, а характер ее поступления в почву будет зависеть от конструкции увлажнителей. В том случае, если в трубах имеет место сосредоточенный выход воды (отверстия, щели и т.п.), то вода, поступившая в почву, передвигается в ней главным образом под действием силы тяжести и гидростатического давления. Если выход воды в почву происходит через пористую поверхность труб, то ее дальнейшее передвижение в почве будет носить преимущественно капиллярный характер.

От конструкции внутрипочвенных увлажнителей зависит надежность работы оросительной системы, характер увлажнения почвы и размер затрат на строительство.

По способу устройства внутрипочвенных увлажнителей различают внутрипочвенное орошение по трубам, выполненным из различных материалов (керамические трубы, пустотелый кирпич, черепица, доски и т.п.) и по, так называемым, кротовинам, нарезка которых осуществляется специальными механизмами, путем выдавливания в почве цилиндрической или иной формы полости

[8]. Наибольшее производственное применение нашли трубчатые системы внутрипочвенного орошения. Испытано множество различных видов труб – это гончарные и керамические с выходом воды в стыках, через отверстия, щели в стенках труб, бетонные, песчано-битумные, из толя и другие. В последнее время предпочтение стали отдавать трубам из полимерных материалов – полиэтиленовым и полихлорвиниловым с выходом воды через перфорации и щели. Это связано с тем, что строительство системы внутрипочвенного орошения при этом значительно дешевле и укладка труб может быть полностью механизирована. Гончарные трубки достаточно прочны, не подвергаются коррозии, имеют небольшую стоимость, однако значительная масса их, сложность механизированной укладки, бой при транспортировке сдерживают производственное внедрение систем внутрипочвенного орошения с такими увлажнителями.

Применение полиэтиленовых труб в мелиоративной практике способствовало расширению и углублению работ в области внутрипочвенного орошения. Эти трубы обладают малой массой, эластичностью, высокой механической прочностью и химической стойкостью. Строительные расходы при бестраншейной укладке полиэтиленовых труб сокращаются на 60 - 80 % [5]. Выполнение различных перфораций в таких трубах позволяет уменьшить заиление и зарастание корнями растений внутренней полости увлажнителей.

При использовании цельнотянутых труб в качестве увлажнителей упростился процесс строительства участков внутрипочвенного орошения, особенно с применением бестраншейных трубоукладчиков. Отпадает одна из самых трудоемких работ – выполнение стыков труб, нет опасности смещения стыков в траншее и выхода из строя увлажнителей. Как следствие – увеличивается надежность в эксплуатации участков внутрипочвенного орошения.

Внутрипочвенно-кротовое орошение является наиболее дешевым и доступным. При этом способе полива увлажнители имеют вид «земляных труб», называемых

искусственными с хорошо выраженной капиллярностью. Широкое внедрение в производство внутрипочвенно-кротового орошения сдерживается из-за короткого срока службы таких систем. Для уменьшения проникновения воды в глубокие слои почвы (особенно на почвах с высокой фильтрацией) и лучшего распространения ее в горизонтальном направлении на трубчатых системах внутрипочвенного орошения устраивают различные противofильтрационные экраны, выполненные из полиэтиленовой пленки, рубероида, стекловаты и т.д. [9].

Наиболее широкие исследования внутрипочвенного орошения проведены в Узбекистане (в Голодной степи). Полиэтиленовые трубки-увлажнители закладывали как с помощью узкотраншейного экскаватора, так и бестраншейным способом. Применялись трубки диаметром от 38 до 16 мм с перфорацией диаметром 1,5...2 мм и расстоянием между увлажнителями от 0,9 до 1,8 м.

Уклон вдоль увлажнителей длиной до 200 м был равен 0,002 – 0,01.

Исследования позволили установить следующие преимущества внутрипочвенного орошения: повышение урожая в среднем на 15 % (при загущенных посевах даже почти вдвое), экономию воды до 30...50 %, снижение затрат, труда на после поливные обработки и борьбу с сорняками.

В зарубежных источниках описаны преимущественно деляночные опыты, где изучалась связь различных конструкций увлажнителей с урожаем и расходом воды. Испытывались пластмассовые трубки малого диаметра с колотой и сверленной перфорацией, а также с щелевыми водовыпусками. Позднее перфорацию стали защищать специальными козырьком, пружинными клапанами, открывающимися только на время полива. Применение эластомеров для изготовления трубок позволило выполнять щелевые отверстия, перекрывающиеся за счет эластичности самого материала без помощи пружин. Принцип их действия основан на раскрытии щелей при понижении напора в увлажнителе и закрытии при увеличении напора.

Имеется множество других решений для выравнивания раздачи воды по длине трубок-увлажнителей: применение асбестовых или нейлоновых фитилей, изменение плотности волокон по длине трубки. Для защиты перфорации от забивки применяют также пластмассовые насадки, которыми оснащаются увлажнители при укладке в почву. Как правило, для укладки увлажнителей применяют бестраншейный способ, в том числе модифицированные сельскохозяйственные орудия.

Исследователями Германии были поставлены более широкие опыты с внутрипочвенным орошением по методу Нидервермера [14].

Предложенная Нидервермером система внутрипочвенного орошения для условий аридной зоны западной части Турции на хлопчатнике (средиземноморское побережье) достаточно дорогостоящая, однако эксплуатационные затраты меньше, чем при дождевании в 3,4 раза. Основные выводы таковы:

- при внутрипочвенном орошении нельзя проводить летний сев, т.к. невозможно обеспечить повсеместную всхожесть семян, неэффективна поверхностная подкормка удобрениями,

- постоянная подача воды недопустима из-за несоответствия впитывающей способности почвы и необходимого ее количества для растений,

- нецелесообразность выращивания однолетних культур, рекомендуются многолетние культуры,

- экономия воды при внутрипочвенном орошении составляет 30 % по сравнению с другими способами, на 1 ц хлопка-сырца в лучших вариантах опыта расходовалось 58 м³ воды, а средний показатель за четыре года опытов не отличается от других способов орошения,

- наилучшие результаты внутрипочвенное орошение давало при укладке пленочного экрана на глубине 0,8 м, на который помещался полиэтиленовый трубопровод малого диаметра через 3 м. Отмечено, что пленочный экран шириной 2 м ограничивал накопление зимне-весенней влаги в период дождей, поэтому поливы приходилось начинать раньше. Наличие

АНАЛИЗ СПОСОБОВ И ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ДЛЯ ОРОШЕНИЯ ПЛОДОВЫХ НАСАЖДЕНИЙ В УСЛОВИЯХ ИРАКА

фильтра из послойно переработанного грунта (сначала на экран попадают крупные фракции, затем средние и мелкие) создают благоприятные условия для бокового распределения воды по полосе шириной 2...4 м.

Укладка труб в почвах может осуществляться траншейным, узкотраншейным и бестраншейным способами.

Траншейный и узкотраншейный способы укладки труб характеризуются значительным объемом работ, выносом минеральной почвы на дневную поверхность и смешиванием последней с гумусным слоем при засыпке траншей. Кроме того, конструкция современных траншейных трубоукладчиков характеризуется наличием значительного количества кинематических связей, что при работе в условиях абразивной среды приводит к частым поломкам. Такие трубоукладчики теряют трудоспособность на пластических липких почвах.

Ряд ученых: С. В. Кравец, М. Д. Каслин, О. Л. Романовский, В. М. Супонев [17-19] подтвердили целесообразность прокладывания подземных коммуникаций бестраншейным способом. Он избавляет от недостатков, которые свойственны траншейному и узкотраншейному способам и снижает себестоимость строительства на 12 % [20].

Основные преимущества бестраншейного способа прокладывания подземных коммуникаций [15,16]:

- высокая рабочая скорость прокладывания (до 5 км/час), а с нею и производительность труда,

- уменьшение объема земляных работ 3-5 раз за счет совмещения процессов формирования щели, подачи и кладки трубы и засыпки щели,

- сохранение гумусного слоя на поверхности почвы и, соответственно, минимизация техногенного влияния на окружающую среду,

- возможность использования в обвалных почвах, а также в почвах с высоким уровнем стояния грунтовых вод.

Рабочие органы бестраншейных укладчиков труб имеют простую

конструкцию, высокую надежность и сравнительно невысокую стоимость. В сравнении с траншейными их удельная энергоёмкость на 15-20 %, а удельная металлоёмкость на 40-50 % меньше [15].

Анализ патентной и научно-технической литературы показал, что существует ряд технических решений, направленных на выполнение операций по укладке трубопроводов бестраншейным способом, который базируется на принципе вертикального заглубления гибких трубопроводов [21].

Известными есть технические решения, направленные на разработку конструкций рабочих органов для осуществления многоярусной разработки грунта [15,21,22], которая характеризуется наименьшей энергоёмкостью.

Также известны ножевые кабеле- и трубоукладчики [21], работа которых основывается на принципе разрезания почвы.

Для прокладывания пластмассовых трубопроводов используют укладчики на базе колесных и гусеничных тракторов. По типу базового шасси можно использовать прицепные, навесные и полунавесные трубоукладчики [16].

Так например, трубоукладчик STR 150 (рис. 1) (Австралия) укладывает оросительные трубопроводы диаметром до 70 мм на глубину до 0,6 м. Рабочее оборудование включает вертикальный разрезной нож с незаостренной резальной кромкой и долотообразный нож, а также трубонаправляющее устройство для подачи труб. Трубоукладчик Caterpillar (США) на базе гусеничного трактора Caterpillar D6H (рис. 2) выполнен в виде ножа-распушителя с шарнирно закрепленным трубонаправляющим устройством для подачи трубопровода диаметром до 70 мм [23]. Глубина укладки труб до 0,6 м.

В укладчиках труб КУ – 25 и КУ – 120 в качестве рабочего оборудования используются долотообразные ножи. Эти укладчики предназначены для бестраншейного укладывания полиэтиленовых труб толщиной 35-75 мм на глубину 1,2 м с одновременным прокладыванием контрольной ленты [24].



а



б

Рис. 1. Трубоукладчик STR 150: а – рабочее оборудование трубоукладчика, б – трубоукладчик STR 150 в рабочем положении

Fig. 1. Pipelayer STR 150: а - Operating pipelay equipment, б- pipelayer STR 150 in the working position

То есть, рабочие органы бестраншейных укладчиков труб имеют простую конструкцию, высокую надежность и сравнительно невысокую стоимость, что существенно увеличивает возможности применения бестраншейного способа.

ВЫВОДЫ

1. Таким образом, наиболее перспективным способом орошения плодовых насаждений и виноградников в условиях Ирака следует считать внутривредное орошение.

2. В качестве увлажнителей рекомендуются тонкостенные гофрированные трубы диаметром 25...50 мм с перфорацией во впадинах гофра, диаметр отверстий – не более 1 мм, число отверстий от 100 до 600 на метр, диаметр трубок-увлажнителей – постоянный по всей длине.

3. Обязательным условием является защита перфорации путем оборачивания трубки рулонным негниющим материалом (капрон, стеклоткань, полиэтиленовая пленка или их комбинация).

4. Рекомендуется бестраншейный способ укладки труб-увлажнителей, который базируется на принципе вертикального заглубления гибких трубопроводов в почву.



а



б

Рис. 2. Трубоукладчик Caterpillar D6H: а – рабочее оборудование трубоукладчика, б – трубоукладчик Caterpillar D6H в рабочем положении

Fig. 2. Pipelayer Caterpillar D6H: а в Operating pipelay equipment, б – pipelayer Caterpillar D6H in working position

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Dubrovin, V. 2014.** Sostoyanie problemy i neobhodimost razrabotki kompleksa oborudovaniya dlya poliva vinograda pri vyiraschivani v prirodno-klimaticheskikh zonah Iraka / V. Dubrovin, A. Brovarets, Al-Hazaali Hayder Raad Nadim // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Vol. 16. – № 3. – 202–207.

- 2. Cherkasov, A. A. 1958.** Melioratsiya i selskohozyaystvennoe vodosnabzhenie / A. A. Cherkasov. – М. – 164.
- 3. Novyie 1987.** Novyie sposobyi orosheniya sadov i vinogradnikov / V. I. Vodyanitskiy, P.V. Klochko, A. D. Lyannoy i dr., Pod red. V. I. Vodyanitskogo. – K.:Urozhay. – 216.
- 4. Sukhanov, A. F. 1967.** Watering the garden of pipelines. / A. F. Sukhanov, A. V. Sobolev, V. I. Kapustin, N. F. Natalchug // Hydraulic Engineering and Reclamation. – No. 12. – 55.
- 5. Vetrenko, E. A. 2003.** Scientific and experimental validation of subsurface irrigation apple orchard / E. A. Vetrenko. – Diss. on soisk. uch. Art. Ph.D. – Volgograd. – 75–110.
- 6. Akhmedov, A. D. 2000.** Subsurface irrigation in the cultivation of forage crops – A. D. Akhmedov, E. P. Borovoy, M. S. Gregory, E. A. Khodyakov. – Ouch. benefits. – Volgograd. – 128.
- 7. Skobeltsin, Y. A. 1988.** Subsurface irrigation of crops / Y. A. Skobeltsin, A. D. Gumbarov, S. V. Dubinin – Kuban Krasnodar: Agricultural Institute. – 93.
- 8. Dekrua, M. 1975.** Razlichnyie metodyi «lokalnogo» orosheniya, primenyaemyie vo Frantsii / M. Dekrua // V sb.: Progressivnyie sposobyi orosheniya, vklyuchaya mashinnoe oroshenie. – M.: TsBNTI Minvodhoza SSSR. – 58–76.
- 9. Akutneva, E. V. 2014.** Primenenie vnutripochvennogo orosheniya v plodovodstve / E. V. Akutneva // International Scientific Journal Theoretical & Applied Science. – Issue: 10. – Vol. 18. – Published: 30.10.2014. – <http://www.T-Science.org>.
- 10. Kornev, V. G. 1935.** Podpochvennoe oroshenie / V. G. Kornev. – M.: Selhozgiz. – 66.73.
- 11. Gordeev, V. B. 1983.** Sistema vnutripochvennogo orosheniya dlya ravninnyih usloviy Tsentralnogo Tadzhikistana / V. B. Gordeev // diss.... kand. tehn. nauk: 06.01.02. – М. – 18.
- 12. Laboda, V. G. 1973.** Issledovanie tehniki i effektivnosti podpochvennogo orosheniya v ravninnyih i gornyyih usloviyah Kryima / V.G. Laboda // Avtoreferat dis. kand. tehn. nauk. Novocherkassk. – 23.
- 13. Mikluhin, A. T. 1973.** Primenenie polietilennyih trub pri podpochvennom oroshenii / A. T. Mikluhin // V kn.: Opyit primeneniya polimernyyih materialov v melioratsii i vodnom hozyaystve. – М.: Kolos. – – 40–42.
- 14. Mertin, V. 1975.** Rezultatyi podpochvennogo orosheniya po metodu Nidervemmera / V. Mertin // Trudy IX Mezhdunarodnogo kongressa po irrigatsii i drenazh, vopros 32, М.: VNIITEISH. – 89–99.
- 15. Tomin, E. D. 1983.** Bestransheyinye drenoukladchiki v SSSR i za rubezhom / E. D. Tomin, A. N. Efremov, B. I. Lyulkin, V. N. Buravtsev // Obzornaya informatsiya. – М.: TsBNTI Minvodhoz SSSR. – 13. – 84.
- 16. Kravets, S. V. 2008.** Mashinyi dlya bestransheyinoy prokladki podzemnyih kommunikatsiy / S. V. Kravets, N. D. Kaslin, V. K. Rudnev, V. N. Suponev. – Harkov: OOO “Favor”. – 256.
- 17. Romanovskiy, O. L. 1996.** Doslidzhennyya tehnologichnogo protsesu roboti ta obgruntuvannya parametriv bagatoyarusnogo robochogo organa beztransheyinogo drenoukladacha / O. L. Romanovskiy // avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk: 05.20.01 «Mehanizatsiya silskogospodarskogo virobnitstva», – Lutsk. – 16.
- 18. Kaslin N. D. 2007.** Mehanizatsiya rabot pri prokladke raspredelitelnyih truboprovodov / N. D. Kaslin, V. N. Suponev // Vestnik HNADU. – Harkov. – V. 38. – 107–110.
- 19. Suponev V. N. 2006.** Opredelenie parametrov rabocheho oborudovaniya trubozaglubiteley / V. N. Suponev // Energoberezhnie. Energoaudit. Obschegosudarstvennyiy nauchno – proizvoditelnyiy informatsionnyiy zhurnal. – Harkov: SVEKO. – V. 10. – 23–30.
- 20. Artemeva. Z. N. 1982.** Tehniko – ekonomicheskaya otsenka stroitelstva plastmassovogo drenazha bestransheyinym sposobom / Z. N. Artemeva, R. A. Nevrova // Sb. nauchn. tr. SevNIIGiM-L. – 145–151.
- 21. Patent 101524 UA MPK A01V 13/00** Zemleriyinyi robochiy organ / S. V. Kravets, O. L. Romanovskiy, O. Yu. Vasilchuk ta in., zayavnik i vlasnik patentu NUVGP – № a201105496, zayavl. 29.04.2011, opubl. 10.04.2013. Byul. № 7.
- 22. Patent** na poleznuyu model 38342 RU, MKIZ E02F 5/10 Zemleroyinyiy robochiy organ dlya beztransheyinogo ukkladchika trub / N. A. Ermoshin, S. B. Noryishev – №

2004106468/20, zayavl. 27.02.2004, opubl. 10.06.2004.

23. Prospekt firmyi «GOUCH ENGINEERING». – Rezhim dostupa: <http://fieldchief.co.nz>.

24. Prospekt firmyi «Mihnevskiy remontno – mehanicheskij zavod». – Rezhim dostupa: <http://www.cdminfo.ru>.

ANALYSIS METHODS AND TECHNICAL EQUIPMENT FOR IRRIGATION PLANTS FRUIT IN THE IRAQ

Summary. The methods, technologies, design techniques and systems for irrigation of perennial fruit trees are analyzes in this article. Thus, the most promising method of irrigation of fruit plantations and vineyards in terms of Iraq should be considered as subsurface irrigation.

As moisturizers are recommended for thin-walled corrugated pipe with a diameter of 25...50 mm with perforations in the valleys of the corrugation, the hole diameter is not more than 1 mm, the number of holes from 100 to 600 per meter, the diameter of the pipes-humidifiers is constant throughout its length.

A mandatory condition is to protect the perforation by wrapping the tube roll rot material (nylon, fiberglass, plastic, foil or a combination thereof).

Recommended trenchless method of laying pipes-humidifiers, which is based on the principle of vertical penetration of flexible tubing into the soil.

Key words: fruit plantations, irrigation system, subsurface irrigation, humidifier, humidifiers design impervious screen.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОРМОПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Валерий Войтюк¹, Николай Денисенко¹, Виталий Маслюк², Роман Яковенко²

¹*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Оборонь, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

²*Институт проблем материаловедения им. Францевича НАН Украины
Ул. Кржижановского, 3, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Valeryy Voytyuk¹, Nikolai Denisenko¹, Vitali Maslyuk², Roman Yakovenko²

¹*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

²*Institute for Problems in Materials Science
Str. Krzhizhanovsky 3, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua*

Аннотация. Проведено исследование влияния температуры спекания и размола на структуру и свойства образцов карбидостали на основе хромистой стали с добавками карбида бора. Установлено, что оптимальным сочетанием физико-механических свойств обладают спеченные образцы карбидостали с добавками 3% карбида бора. Проведены полевые испытания на опытно-хозяйственном предприятии при Национальном университете биоресурсов и природопользования Украины. Результаты испытаний молотков, армированных экспериментальными вставками, показали повышение в 3-3,5 раза срока работы по сравнению с серийными молотками.

Проведенное исследование влияния температуры спекания на структуру и свойства образцов карбидостали $X13M2-Cr_3C_2-V_4C$ позволило установить, что использование спекания в вакууме позволяет получить карбидостали с достаточным уровнем физико-механических свойств.

По результатам испытаний, которые проводились на опытно-хозяйственном предприятии при Национальном университете биоресурсов и природопользования Украины, молотки, армированные сварными вставками из сплава $X13M2-Cr_3C_2-V_4C$, показали повышение срока работы в 3-3,5 раза выше серийных молотков из стали 65Г и

рекомендованные к производственному использованию в составе дробилок БМК-1.

Ключевые слова: нержавеющая сталь, карбидосталь, спекание, карбид хрома, карбид бора, восстановление, упрочнение, кормоприготовительные машины.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Рабочие органы разнообразных механизмов и оборудование животноводческих ферм - это детали трения, которые по своему количеству в несколько раз превышают пары трения. Потери массы металла в результате их износа технологическими материалами большие и становятся от 10 до 50% их массы, а иногда и более, тогда как потери массы металла при износе сопряженных тел трения в условиях смазки колеблется в пределах 0,1-1,0%.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Износ рабочих граней молотков проходит в потоке зерновых смесей, в составе которых есть абразивные примеси до 4 % грунтовой пыли [1-5].

Для измельчения хрупких продуктов используются измельчительные аппараты, рабочим узлом которых является ротор со свободно подвешенными пластинами из стали 65Г, сталь 45, которые работают по принципу свободного удара. Стойкость

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОРМОПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН

таких молотков не высокая и оценивается в тоннах измельченного продукта на одну рабочую грань до ее катастрофического износа.

Низкая износостойкость серийных молотков и значительные затраты по их техническому обслуживанию существенно снижает технико-экономические показатели эксплуатации кормоприготовительных машин.

Практикой эксплуатации кормоприготовительных машин установлено, что долговечность их серийных рабочих органов не превышает 150-200 тонн наработки на одну грань.

Накоплен значительный, теоретический и практический опыт [6-9], а также наши исследования подтверждают, что одним из возможных методов повышения стойкости деталей против абразивного и коррозионного разрушения и надежности быстроизнашиваемых деталей кормоприготовительных машин и механизмов является использование для их изготовления порошковых керамико-металлических материалов с гетерогенной структурой, в том числе безвольфрамовых твердых сплавов, карбидосталей и нержавеющей сталей с присадками.

Нержавеющие стали из экономической, технологической точек зрения и за уровнем физико-механических свойств являются наиболее пригодной основой для создания карбидосталей с участием карбида хрома.

Эти сплавы малоисследованы, вместе с тем по уровню физико-механических и эксплуатационных свойств они являются перспективными материалами для изготовления деталей с повышенной износостойкостью, которые могут также эксплуатироваться в коррозионноактивных средах [10-16].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель данной работы - создание упрочненных порошковых материалов для повышения долговечности и износостойкости рабочих органов кормоприготовительных машин, снижения норм затрат запасных частей.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Образцы из экспериментальных порошковых смесей получали прессованием при давлении 800 МПа и спекании в интервале температур 1150–1200 °С, в вакууме. Перед прессованием часть порошков подавали механоактивации.

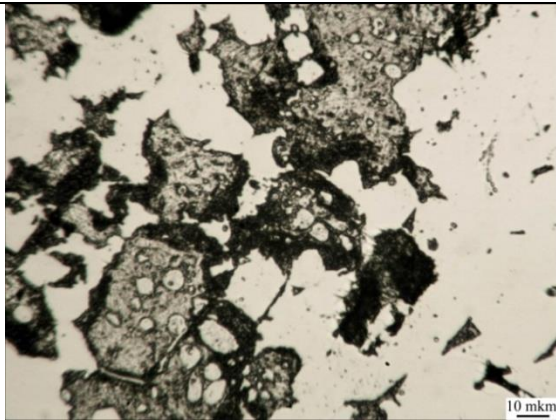
Исследовали влияние температуры спекания и размола на формирования микроструктуры и некоторые физико-механические свойства карбидостали X13M2-20% Cr₃C₂ с добавками карбида бора.

Дисперсные добавки в виде тугоплавких соединений (В₄С, Cr₃C₂, TiB₂, CrB, CrB₂ и т.п.) [7, 8, 10] нашли широкое применение для получения конструкционных, износостойких, коррозионностойких и др. материалов. Вместе с тем исследование возможностей получения износостойких композитов на железной основе типа X13M2-Cr₃C₂-В₄С методом порошковой металлургии практически отсутствуют.

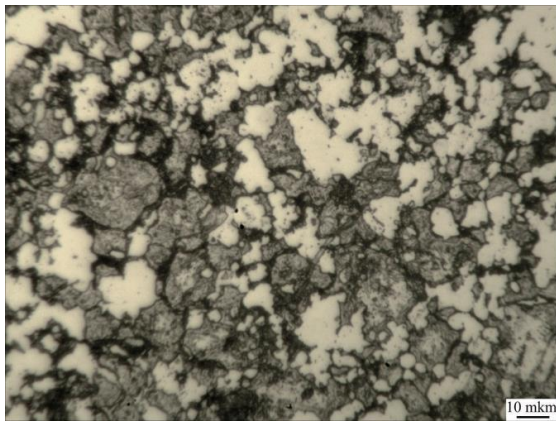
Исследовали влияние предварительного размола-смешивания на структурообразования и свойства спеченной карбидостали. Основой выбрана карбидосталь X13M2-Cr₃C₂, которая показала в наших предыдущих исследованиях [13] высокий уровень физико-механических свойств. Количество бора, который вводится в указанные сплавы с целью укрепления их механической основы составил 1% и был выбран исходя из пределов его растворимости в железной основе, а также из сведений, приведенных в источнике [10] для литых износостойких материалов системы Fe-B-C.

Спекания при разных температурах образцов с добавками В₄С показали, что пористость неспеченных и образцов без карбида бора находят в интервале 18-22%.

Пористость механоактивированных образцов после прессования незначительно превышает таковую для не механоактивированных, что свидетельствует о негативном влиянии механоактивации на уплотненность. После спекания при 1200° С наблюдается усадка механоактивированных материалов.



а



б

Рис. 1. Микроструктуры спеченных, при оптимальных температурах образцов карбидостали с карбидом бора: а - X13M2-20%Cr₃C₂-1%B₄C (без размол), б - X13M2-20%Cr₃C₂-1%B₄C (размол в планетарной мельнице)

Fig. 1. Microstructure of sintered at optimum temperatures reinforced steels with boron carbide: 1-Cr13Mo2-20%-1%B₄C (without milling), 2- Cr13Mo2-20%-1%B₄C (milling in a planetary mill)

В результате изучения микроструктуры спеченных материалов установлено, что введение карбида бора в карбидосталь сопровождается образованием твердой составляющей, которая не пропорциональна количеству введенных карбидов хрома и бора в шихту (рис. 1, а). То есть при спекании происходит интенсивное взаимодействие с образованием значительного количества карбидов и боридов. Количество твердой фазы, в образцах с 1% В₄С больше чем у эталонного образца X13M2-20% Cr₃C₂ и составляет около 45% от площади шлифа у образцов, полученных при 1150 ° С, а у образцов,

спеченных при 1200 ° С твердая фаза занимает площадь более 50 %.

Проведение механоактивации исходных смесей оказало значительное влияние на микроструктуру. В результате изучения микроструктуры спеченных при 1150 ° С материалов, порошки которых подвергались механоактивации установлено, что их структура мелкозернистая и имеет более выраженную гомогенность, чем в карбидосталях, порошки которых не подвергались механоактивации (рис. 1, б). Структура состоит из металлической основы в которой равномерно расположена твердая фаза, представляющая собой совокупность боридов, карбидов и сложных карбоборидов. При спекании проходит интенсивное взаимодействие с образованием *in situ* значительного количества карбидов и боридов, о чем свидетельствует визуальный осмотр шлифов материалов с карбидом бора.

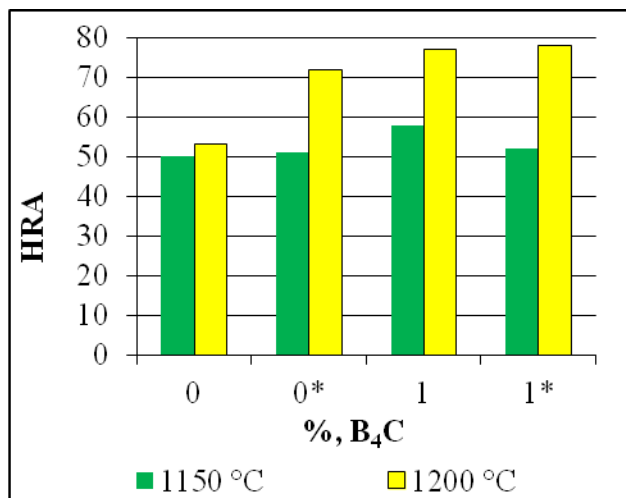
Исследовано влияние предварительного размол-смешивания на механические свойства свойства материала. Так, твердость спеченных образцов, порошки котрых подвергались размолу, более высокая, чем у неразмолотых (рис. 2, а). Это объясняется интенсивным взаимодействием между составляющими при спекании, также влияние оказывает то, что основа легируется бором и углеродом.

Добавки карбида бора также влияют на твердость материала, повышая ее, что объясняется дополнительным образованием карбидов и боридов *in situ*. Наивысшую твердость имеют образцы карбидостали с добавками карбида бора, спеченные при температуре 1200 ° С, исходные порошки которых поддавали механоактивации.

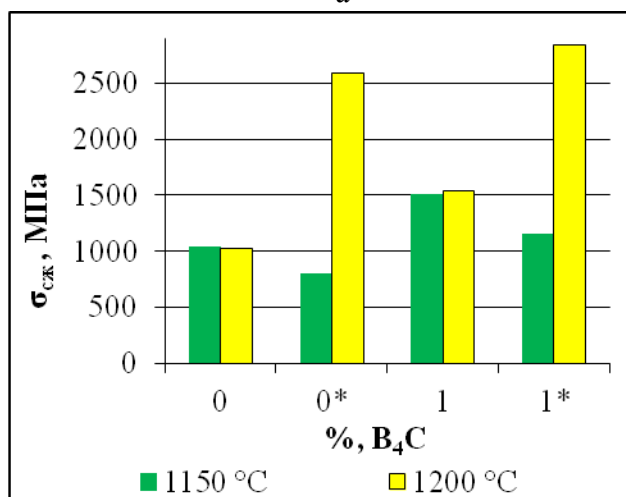
Установлено, что характер зависимости прочности на сжатие (рис. 2, б) материалов от содержимого карбида бора в шихте подобный аналогичным зависимостям для твердости. Максимальные значения прочности на сжатие для спеченных образцов достигают 1538 МПа и отвечают содержимому карбида бора в шихте 3% и температуре спекания 1150 ° С. Разрушения материалов, спеченных как при 1150, так и при 1200 ° С, происходят по хрупкому

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КОРМОПРИГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН

механизму, о чем свидетельствуют отсутствие предела пропорциональности.



а



б

Рис. 2 Твердость (а) и прочность на сжатие (б) карбидосталей X13M2 – 20% Cr₃C₂ (*- исходные порошки поддавались размолу)σ

Fig. 2. The hardness (a) and the flexural strength (b) reinforced steels Cr13Mo2 - 20% Cr₃C₂ (*-raw powders yielded milling)

Высокие значения твердости и прочности на сжатие сплавов X13M2-Cr₃C₂-V₄C позволяет рекомендовать их для изготовления деталей, которые работают в условиях абразивного изнашивания, в частности рабочих органов для размола фуражного зерна и приготовления комбикормов.

Испытания молотков проводили в лаборатории кормоприготовления ВП НУБП Украины "Агрономическая опытная станция" на установке БМК-1 (рис. 3) при

помоле фуражного зерна (овса, пшеницы, сои, ячменя) засоренного качества. Одновременно с молотками, армированными вставками из X13M2-Cr₃C₂-V₄C, испытывали молотки из базового материала - из термообработанной стали 65Г.



Рис. 3. Кормоприготовительная установка БМК-1

Fig. 3. Farm machines of BMK-1

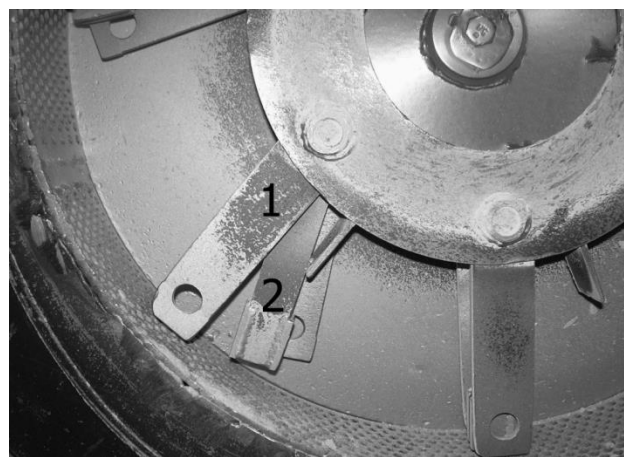


Рис. 4. Блок молотков дробилки БМК-1: 1 – серийные, 2 – экспериментальные, с вставками из X13M2-Cr₃C₂-V₄C

Fig. 4. Hammer crusher unit BMK-1: 1 – series, 2 – experimental, with inserts from Cr13Mo2-20% Cr₃C₂-1%V₄C

Молотком является стальной корпус, рабочие грани которого армированы, путем электросварки в среде углекислого газа, вставками из износостойкого материала X13M2-Cr₃C₂-V₄C. Общий вид барабана с экспериментальным молотком на (рис. 4).

Износостойкость молотков определяли по изменению их массы. Испытания показали повышение долговечности экспериментальных молотков из сплава X13M2-Cr₃C₂-V₄C в 3-3,5 раза, улучшение технологической операции измельчения кормов по сравнению с серийными молотками из стали 65Г.

Сочетание высокой прочности с достаточной твердостью и износостойкостью позволяет рекомендовать сплавы типа X13M2-Cr₃C₂-V₄C для армирования молотков кормодробилок.

ВЫВОДЫ

1. Проведенное исследование влияния температуры спекания на структуру и свойства образцов карбидостали X13M2-Cr₃C₂-V₄C позволило установить, что использование спекания в вакууме позволяет получить карбидостали с достаточным уровнем физико-механических свойств.

2. По результатам испытаний, которые проводились на опытно-хозяйственном предприятии при Национальном университете биоресурсов и природопользования Украины, молотки, армированные сварными вставками из сплава X13M2-Cr₃C₂-V₄C, показали повышение срока работы в 3-3,5 раза выше серийных молотков из стали 65Г и рекомендованные к производственному использованию в составе дробилок БМК-1.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Rogovskiy L. L. 2011. Znosostiykist vidnovlenih poverhon korpusnih detaley silskogospodarskih mashin. Motrol, – Motorizacija i energetyka rolnictva. Motorization and power industry in agriculture. – Lublin. Tom 13 B. 107–110.

2. Karpenko G.V. 1976. Vlijanie sredy na prochnost' i dolgovechnost metallov: Monografija. – Kiev: Naukova dumka. –126.

3. Bojko A.I., Denisenko N.I., Sizenenko A.V. 1987. Grafoanaliticheskij metod iznosa molotkov rabochnih organov //Issledovanie i konstruirovane mashin dlja zhivotnovodstva i kormoproizvodstva: Sb. nauch. trudov. Vyp. 12 / VNIzhivmash. – K., 87.

4. Dubrovin V., Shvedik N. 2011. Analiz processa vzaimodejstvija planki motovila iz kolosonosnym sloem // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin. – Vol.16, 273–279.

5. Butakov B. 2012. Development of technologies of volume and superficial hardening of metals and alloys / Butakov B. Motrol: Lublin. – Vol. 14, No 2. – 5–12.

6. Bondar A.A., Masljuk V.A., Velikanova T.Ja., Gryciv A.V. 1997. Fazovye ravnovesija v sisteme Cr–Ni–C i ih ispol'zovanie dlja razrabotki fiziko–himicheskikh principov sozdaniya tverdyh splavov na osnove karbida hroma //Poroshkovaja metallurgija. – №5/6. – 13–23.

7. Kjubarsepp Ja.P. 1991. Tverdye splavy so stal'noj svjazkoj. Tallin: Valgus – TTU. – 164.

8. Karbidostali 1988. / Gurevich Ju.G., Narva V.K., Frage N.R. – M.: Metallurgija. – 144.

9. Kosolapova T.Ja. 1968. Karbidy. – M.: Metallurgija, – 300.

10. Spiridonova I.M. 1984. Struktura i svojstva zhlezoboruglerodistykh splavov // Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallov – № 2 – 58–61.

11. Kasandikova O.N. 1976. Obrabotka rezultatov nabliyudenij / O.N. Kasandikova, V.V. Lebedev. – M.: Nauka. –18–22.

12. Klimenko V.N., Napara–Volgina S.G., Orlova L.N., Popchenko Ju.A., Skuratovskij A.K. 1996. Mehanicheskie svojstva iznosostojkikh vysokohromistykh poroshkovyh materialov s geterogennoj strukturoj // Poroshkovaja metallurgija, – №11/12. – 61–67.

13. Jakovenko R. V. 2011. Rastvorenje karbida Cr₃C₂ v stal'noj matrice pri spekanii / R. V. Jakovenko, V. A. Masljuk, A. N. Gripachevskij, V. B. Dejmontovich // Poroshkovaja metallurgija. – № 3/4. – 75–83.

- 14. Himushin F.F. 1967.** Nerzhavejushhie stali. – M.: «Metallurgija», – 799.
- 15. Kostornov A.G. 2002.** Materialovedenie dispersnyh i poristyh metallov i splavov. V dvuh tomah. Tom 1. – Kiev: Nauk. dumka. – 571.
- 16. Kostornov A.G. 2003.** Materialovedenie dispersnyh i poristyh metallov i splavov. V dvuh tomah. Tom 2. – Kiev: Nauk. dumka. – 550.
- 17. Jakovenko R. V. 2015.** Composite powder materials for hardening and restoration of the working bodies of farm machines // R.V.Jakovenko, V..A.Masljuk, N.I.Denisenko // Motrol. Vol. No 3. 138–145.
- 18. William S. de Rosset and Michael J. Audino. 2006.** Advanced Gun Barrel Materials and Manufacturing Technology Symposium–Overview and Perspective. Materials and Manufacturing Processes, 21. 571–572.
- 19. Chermant J.L., Iost A., 2015.** Mechanical characteristics of carbide–metal composites and the correlation with microstructural parameters // Pros. Brit. Ceram. Soc. – Vol. 6. – 197–202.
- 20. P.J. Kelly, R.D. Arnell. 2000.** Magnetron sputtering a review of recent developments and applications, Vacuum, V. 56. 159–172.

that the use of sintering in vacuum allows to obtain carbideui with a sufficient level of physical and mechanical properties.

According to the results of tests carried out on experimental business enterprise at the National University of bioresources and nature management of Ukraine, hammers, reinforced welded panels of alloy X13M2-Cr3C2-B4C showed elevated tenure in 3-3,5 times higher serial hammers of steel 65G and recommended for production use in the composition of the crushers BMK-1.

Key words: stainless steel, reinforced steels, sintering, chromium carbide, boron carbide repair, strengthening, farm machines.

ROUTE INCREASE OF DURABILITY WORKING TOOL FOOD OF PREPARING FARM MACHINES

Summary. The influence of the sintering temperature and grinding on the structure and properties of the samples reinforced steels based on chromium steel with additions of boron carbide investigated. It is found that the optimum combination of physical and mechanical properties have of the sintered samples reinforced steels supplemented with 3% of boron carbide. Field tests on developmental economic enterprise at the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine conducted. Test results hammers reinforced experimental inserts showed improvement in working life 3-3.5 times as compared with serial hammers. The influence of sintering temperature on the structure and properties of the samples carbideui X13M2-Cr3C2-B4C has allowed to establish

АНАЛИЗ И МИНИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН ПРИ ПОДЪЕМЕ ГРУЗА «С ПОДХВАТОМ»

Вячеслав Ловейкин, Юрий Човнюк, Иван Кадыкало

¹*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: lovvs@ukr.net*

Vyacheslav Loveykin, Yuri Chovnyuk, Ivan Kadykalo

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: lovvs@ukr.net*

Аннотация. Одномассовая модель используется для анализа и минимизации динамических напряжений в упругих элементах (канатах) грузоподъемных кранов в процессе подъема груза «с подхватом». Оптимальные режимы движения устанавливаются такие, которые минимизируют коэффициент динамичности во время процесса подъема груза, также нужно принять во внимание особенности приложения силы к грузозахватному устройству от нагрузки во время различных этапов подъема.

Можно использовать аналитические выражения для законов движения подъема груза «с подхватом», которые минимизируют колебания, возникающие в ходе упомянутого выше процесса.

Полученные в работе результаты могут в дальнейшем служить для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчета подобных систем и динамического анализа напряжений каната, используемого для подъема груза «с подхватом» как на стадиях их проектирования / конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

Можно получить идеальное значение коэффициента динамичности для конкретного режима движения таких систем. Начальные условия определяются для этих целей.

Они демонстрируют специфические особенности, такие как ненулевые значения производных высокого порядка перемещения, как функция времени, по времени.

Такой подход может быть использован для подъема груза при использовании одномассовой модели.

Ключевые слова: одномассовая модель, анализ, минимизация, динамические нагрузки, упругие элементы, грузоподъемные машины, подъем груза «с подхватом».

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При оценке динамической нагрузки на грузозахватывающие устройства необходимо иметь в виду, что в условиях нормальной эксплуатации важное значение имеет, главным образом, только вертикальная динамическая нагрузка при работе механизма подъема груза, поскольку при работе механизмов передвижения крана и вращения его вращательной (поворотной) части она не превышает 5 ... 6% статической нагрузки.

Различают два варианта подъема груза «с веса» и «с подхватом».

В первом варианте считают, что груз уже поднят и статическая нагрузка, действующая на грузозахватывающие устройства, равна весу груза $Q_g = m_g \cdot g$, где m_g – масса груза, g – ускорение свободного падения.

Динамическая нагрузка $P_{дин}$ возникает в начальный момент торможения груза, который спускается, при включении тормоза.

Во втором варианте нагрузки предполагают, что груз лежит на некоторой основе, канаты провисают и, соответственно, в этот момент нагрузка на грузозахватывающие устройства равна нулю.

АНАЛИЗ И МИНИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН ПРИ ПОДЪЕМЕ ГРУЗА «С ПОДХВАТОМ»

В обоих случаях коэффициент динамичности (K_{∂}) определяется

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

зависимостью:

$$K_{\partial} = 1 + \frac{P_{\text{дин}}}{Q_{\partial}}, \quad (1)$$

где: $P_{\text{дин}}$ в первом случае является функцией избыточной движущей силы и жесткости опорной конструкции.

При расчете в случае нагрузки по первому варианту кран моделируется двухмассовой колеблющейся системой, а для второго – как одно – так и двухмассовой системой.

Если при проведении расчетов в случае нагрузки по второму варианту можно пренебречь жесткостью одного из элементов (например, канатов, поскольку упругость металлоконструкции выше, чем канатов, причем колебания последних быстро угасают) и учитывать только упругость второго элемента жесткости – конструкции крана, то есть массы крана m_k и груза m_g рассматривают как одну массу m .

При принятых допущениях можно считать, что подъем груза осуществляется следующим образом.

На первом этапе, после включения двигателя, происходит выбор слабину каната, на втором – упругая деформация всех элементов конструкции.

Второй этап продолжается до тех пор, пока усилие P_o на грузозахватывающие устройства, возрастая от нуля, не становится равным $Q_{\partial} = m_g \cdot g$.

Только после этого, на третьем этапе, начинается подъем груза.

По мнению авторов данного исследования, второй этап в процессе подъема груза «с подхватом» (в пределах даже одномассовой модели) изучен недостаточно и требует углубленного, более корректного анализа, как установление режимов движения груза на канате, при которых K_{∂} принимает минимальные (оптимальные) значение в течение всего переходного процесса (при пуске механизма подъема груза).

Исследованию процессов подъема грузов кранами "с веса" и "с подхватом", посвящено большое количество работ [1-21]. В работах [1, 2] проведен анализ процесса подъема груза «с подхватом», определен коэффициент динамичности K_{∂} , однако не найдены условия движения, при которых указанный коэффициент принимает оптимальные, то есть минимальные значения.

Производительность и надежность грузоподъемных машин, точность выполнения ими разгрузочно – погрузочных, транспортных и монтажных операций существенно зависят от динамических нагрузок в упругих элементах гибких рабочих органов, привода и металлоконструкции. Величины этих нагрузок зависят от участка движения грузоподъемной машины или механизма [3]. Автор указанной работы утверждает, что наибольшие динамические нагрузки возникают на участках переходных процессов (пуск, торможение, реверсирование движения). В работе [4] показано, что при торможении в процессе спуска груза коэффициент динамичности (K_{∂}) в упругих элементах крановых механизмов достигает величины 2,5 и больше.

Одним из путей уменьшения этих нагрузок является выбор необходимых режимов движения приводных механизмов на участках переходных процессов [6], а также минимизация динамических нагрузок в упругих элементах грузоподъемных машин, осуществлена в [3] в пределах двухмассовой модели [4,5] для подъема груза «с веса». Для варианта подъема груза «с подхватом» подобных исследований в литературе не обнаружено. Поэтому проблема оптимизации (минимизации) K_{∂} для этого случая требует своего решения.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы заключается в установлении основных закономерностей подъема груза кранами «с подхватом» и обосновании

режимов движения соответствующих механизмов, при которых минимизируются динамические нагрузки (в частности, K_d) на гибкие элементы (канаты) грузоподъемных механизмов кранов в переходных процессах (пуска, торможения).

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Схема динамической нагрузки грузового устройства при подъеме груза «с подхватом» изображена на рис. 1.

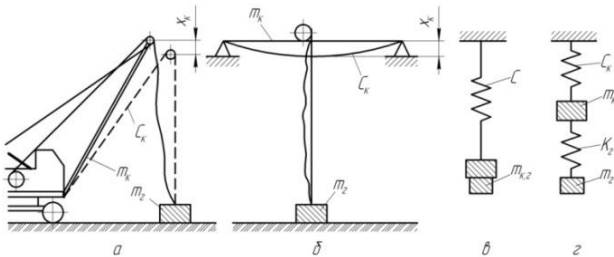


Рис. 1. Схема динамической нагрузки грузового устройства при подъеме груза «с подхватом»:

а, б – на кранах в соответствии стреловом и мостовом, в – расчетная схема одномассовой системы, г – расчетная схема двухмассовой системы

Fig. 2. Scheme dynamic load cargo load when lifting device "picked up": а,б – in accordance boom cranes and bridges, в – the one-mass system design scheme, г – design scheme of a two-mass system

При перемещении x_k массы крана m_k с жесткостью C_k кинетическая энергия:

$$W = m_k \cdot \dot{x}_k^2 / 2, \tag{2}$$

потенциальная энергия:

$$U = C_k \cdot \dot{x}_k^2 / 2. \tag{3}$$

Движущей силой является сила $\bar{P}(t)$, различна для разных этапов подъема груза, то есть указанная сила – функция времени (t).

Уравнения движения имеет вид:

$$m_k \cdot \ddot{x}_k + C_k \cdot x_k = \bar{P}(t), \tag{4}$$

а его решение можно представить в виде интеграла Дюамеля:

$$x_k = y_{cm} \cdot \cos pt + \frac{V}{p} \sin pt + \int_0^t \frac{1}{m_k p} \cdot \bar{P}(\tau) \cdot \sin p(t - \tau) d\tau, \tag{5}$$

где: y_{cm} – прогиб конструкции от статической нагрузки, V – устоявшаяся скорость подъема груза, $p = \sqrt{C_k / (m_k + m_g)}$ – круговая частота свободных колебаний, t – текущее время.

На третьем этапе (при подъеме груза) $\bar{P}(t) = Q_g$.

Поэтому на этом этапе решение (5) имеет вид:

$$x_k = y_{cm} \cdot \cos pt + \frac{V}{p} \sin pt + \frac{Q_g}{m_k p^2} \cdot \{1 - \cos pt\}, \quad y_{cm} = \frac{m_g \cdot g}{C_k}. \tag{6}$$

Тогда (6) принимает вид:

$$x_k(t) = \frac{Q_g}{m_k p^2} + \frac{V}{p} \cdot \sin pt - \frac{Q_g}{C_k} \cdot \frac{m_g}{m_k} \cdot \cos pt. \tag{7}$$

Динамическая нагрузка, действующая на грузозахватывающее устройство,

$$P_{дин} = m_g \cdot \ddot{x}_k = -\frac{Q_g}{g} \cdot V \cdot p \cdot \sin pt + \frac{Q_g^2}{C_k} \cdot \frac{m_g}{g \cdot m_k} \cdot p^2 \cdot \cos pt, \tag{8}$$

поскольку

$$V \cdot p \gg g \cdot \frac{m_g}{m_k} \left(1 + \frac{m_g}{m_k}\right)^{-1}, \quad \frac{m_k}{m_g} \gg 1, \quad \text{тогда}$$

можно вместо (8) записать:

$$P_{дин} \approx -\frac{Q_g}{g} \cdot V \cdot p \cdot \sin pt. \tag{9}$$

Максимум $P_{динmax}$ будет при, $\sin pt = -1$, то есть:

$$p \cdot t^* = (-1)^{k+1} \cdot \frac{\pi}{2} + k\pi, \quad k = 0, 1, 2, \dots \tag{10}$$

Тогда:

$$P_{динmax} = \frac{Q_g}{g} \cdot V \cdot p = \frac{Q_g \cdot V}{g} \cdot \sqrt{\frac{C_k}{(m_k + m_g)}}. \tag{11}$$

Полная нагрузка, действующая на грузозахватывающее устройство, принимает вид:

$$P_{B3} = Q_g + P_{динmax} = Q_g \cdot \left[1 + \frac{V}{g} \cdot \sqrt{\frac{C_k}{(m_k + m_g)}}\right]. \tag{12}$$

Коэффициент динамичности (max):

$$K_{dmax} = \frac{Q_g + P_{динmax}}{Q_g} = \frac{Q_g + Q_g \cdot \frac{V}{g} \cdot p}{Q_g} =$$

$$1 + \frac{V}{g} \cdot p = 1 + \frac{V}{g} \cdot \sqrt{\frac{C_k}{(m_k + m_g)}}. \quad (13)$$

Данная формула достаточно проста для практического использования и в достаточной мере достоверна, хотя и не учитывает влияния второго элемента жесткости, который существует в рассматриваемой системе. При его учете систему следует рассматривать как двухмассовую с двумя упругими связями (кроме жесткости C_k существует еще и жесткость каната, на котором размещен груз, то есть $C_g \equiv k_g$).

Динамическая оптимизация процесса подъема груза «с подхватом» предусматривает минимизацию колебаний на втором этапе, когда усилия, действующее на грузозахватывающие устройства, растет от нуля, пока не станет равной $Q_g = m_g \cdot g$, а также минимизацию K_d на третьем этапе, когда действительно осуществляется подъем груза.

Для того, чтобы $K_d \rightarrow \min$ в процессе подъема груза, следует выполнить/удовлетворить следующему критерию качества движения (на третьем этапе подъема груза):

$$\int_0^{t_p} \left(1 + \frac{\ddot{x}_k}{g} \right)^2 dt \rightarrow \min, \quad (14)$$

где: t_p – время подъема груза.

Необходимым условием удовлетворения критерия (14) является уравнение Эйлера – Пуассона:

$$x_k^{(IV)} = 0. \quad (15)$$

Для начальных / конечных условий подъема груза «с подхватом» (на третьем этапе) имеем:

$$t=0: x_k = \frac{Q_g}{C_k}; \dot{x}_k = V; \ddot{x}_k = 0; t=t_p: x_k = \frac{Q_g}{C_k} + V \cdot t_p. \quad (16)$$

Выбирая решение (15) в условиях (16), получим:

$$x_k(t) = \frac{Q_g}{C_k} + V \cdot t. \quad (17)$$

То есть $\ddot{x}_k \equiv 0$ и $K_d = 1$ в течение всего периода подъема груза на третьем этапе, то есть при $t \in [0; t_p]$.

Для восстановления закона движения $x_k(t)$ в зависимости $\bar{P}(t) \equiv F(t)$ на втором этапе подъема груза «с подхватом» в рамках одномассовой модели исходим из следующих соображений.

Закон $F(t)$ на промежутке времени $t \in [0; t_p^*]$, где t_p^* – время, за которое движущая сила возрастает от нуля до значения $F_o = Q_g = m_g \cdot g$, должен удовлетворять определенным начальным / конечным условиям и условиям гладкости, а именно:

$$F(t)|_{t=0} = 0; \dot{F}(t)|_{t=0} = 0; \ddot{F}(t)|_{t=0} = 0; \\ F(t)|_{t=t_p^*} = F_o; \dot{F}(t)|_{t=t_p^*} = 0; \ddot{F}(t)|_{t=t_p^*} = 0. \quad (18)$$

При этом график зависимости имеет вид, изображенный на рис. 2.

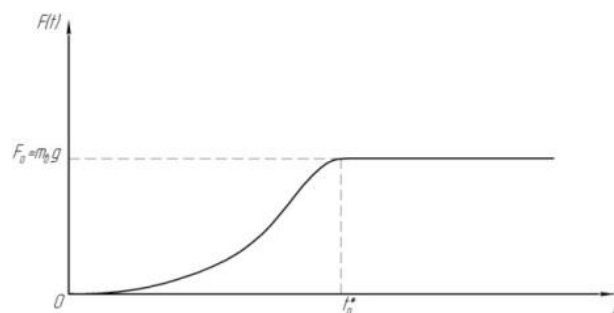


Рис. 2. Зависимость $F(t)$

Fig. 2. Force curve

Выбирая $F(t)$ в виде сплайна по t пятого порядка, получим:

$$F(t) = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot t + \alpha_2 \cdot t^2 + \alpha_3 \cdot t^3 + \alpha_4 \cdot t^4 + \alpha_5 \cdot t^5. \quad (19)$$

Для условий (18) и формы $F(t)$ (19) можно найти следующее выражение для $F(t)$:

$$F(t) = F_o \cdot \left\{ 10 \cdot \left(\frac{t}{t_p^*} \right)^3 - 15 \cdot \left(\frac{t}{t_p^*} \right)^4 + 6 \cdot \left(\frac{t}{t_p^*} \right)^5 \right\}. \quad (20)$$

Для того, чтобы колебания груза $x_k(t)$ имели минимальные значения в течение всего периода $t \in [0; t_p^*]$ следует удовлетворить следующему критерию качества движения:

$$I = \int_0^{t_p^*} x_k^2(t) dt \rightarrow \min. \quad (21)$$

Поскольку уравнения для $x_k(t)$ на втором этапе движения груза, когда движущая сила меняется от 0 до $Q_в = m_в \cdot g$, имеет вид:

$$m_k \cdot \ddot{x}_k + C_k \cdot x_k = F(t), \quad (22)$$

тогда критерий (21) можно представить следующим образом:

$$I = \int_0^{t_p^*} \frac{1}{C_k^2} \{F(t) - m_k \cdot \ddot{x}_k\}^2 dt \rightarrow \min. \quad (23)$$

Для $C_k = const$ (23) сводится к следующему виду:

$$I = \int_0^{t_p^*} \{F(t) - m_k \cdot \ddot{x}_k\}^2 dt \rightarrow \min. \quad (24)$$

Необходимым условием для выполнения (24) является уравнение Эйлера - Пуассона:

$$x_k^{(IV)} = \frac{\ddot{F}(t)}{m_k}. \quad (25)$$

Начальные условия для (25) имеют вид:

$$x_k|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_k|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_k|_{t=t_p^*} = V;$$

$$x_k|_{t=t_p^*} = \frac{F(t_p) - m_k \ddot{x}_k(t_p)}{C_k}. \quad (26)$$

Общее решение (25) в условиях (26) принимает вид:

$$x_k(t) = \left\{ \frac{3F_0}{C_k \cdot (t_p^*)^2} - \frac{V}{(t_p^*)} + \frac{F_0}{14m_k} \right\} \cdot t^2 + \left\{ \frac{V}{(t_p^*)^2} - \frac{2F_0}{C_k \cdot (t_p^*)^3} - \frac{3F_0}{14m_k(t_p^*)} \right\} \cdot t^3 + \frac{F_0 \cdot t^3}{m_k \cdot (t_p^*)^3} \cdot \left[\frac{t^2}{2} - \frac{t^3}{2 \cdot (t_p^*)} + \frac{t^4}{7 \cdot (t_p^*)^2} \right]. \quad (27)$$

Динамическую нагрузку, действующую на этом этапе подъема груза (в пределах одномассовой модели), можно рассчитать следующим образом:

$$P_{дин}^{(2)} = m_в \cdot \ddot{x}_k(t) = m_в \cdot \left\{ -\frac{C_k}{m_k} \cdot x_k + \frac{F(t)}{m_k} \right\} = \frac{m_в}{m_k} \{ -C_k \cdot x_k + F(t) \}. \quad (28)$$

Учитывая выражения (20) и (27), с (28) получим:

$$P_{дин}^{(2)} = \frac{m_в}{m_k} \cdot \left\{ -C_k \left[\frac{3F_0}{C_k \cdot (t_p^*)^2} - \frac{V}{(t_p^*)} + \frac{F_0}{14m_k} \right] \cdot t^2 - C_k \cdot \left[\frac{V}{(t_p^*)^2} - \frac{2F_0}{C_k \cdot (t_p^*)^3} - \frac{3F_0}{14m_k(t_p^*)} \right] \cdot t^3 \right\}$$

$$-C_k \cdot \frac{F_0 \cdot t^3}{m_k (t_p^*)^3} \cdot \left[\frac{t^2}{2} - \frac{t^3}{2 \cdot (t_p^*)} + \frac{t^4}{7 \cdot (t_p^*)^2} \right] + F_0 \cdot \left[10 \cdot \left(\frac{t}{t_p^*} \right)^3 - 15 \cdot \left(\frac{t}{t_p^*} \right)^4 + 6 \left(\frac{t}{t_p^*} \right)^5 \right]. \quad (29)$$

Коэффициент динамичности на втором этапе подъема груза «с подхватом» определяется из соотношения:

$$K_д^{(2)}(t) = \frac{Q_в + P_{дин}^{(2)}(t)}{Q_в} = 1 + \frac{P_{дин}^{(2)}(t)}{Q_в}. \quad (30)$$

Учитывая выражения (20), (27) для $K_д^{(2)}(t)$, можно получить:

$$K_д^{(2)}(t) = 1 + \frac{\ddot{x}_k(t)}{g} = 1 + \frac{1}{g} \cdot \left\{ \frac{6F_0}{C_k \cdot (t_p^*)^2} - \frac{2V}{(t_p^*)} + \frac{2F_0}{14m_k} + t \cdot \left[\frac{6V}{(t_p^*)^2} - \frac{12F_0}{C_k \cdot (t_p^*)^3} - \frac{18F_0}{14m_k(t_p^*)} \right] + \frac{F_0}{m_k (t_p^*)^3} \cdot \left[10 \cdot t^3 - 15 \cdot \frac{t^4}{t_p^*} + 6 \frac{t^5}{(t_p^*)^2} \right] \right\}. \quad (31)$$

Из соотношения (31) легко установить следующее:

$$\text{а) при } t=0 - K_д^{(2)}(t) \equiv K_д^{(2)}(0) = 1 + \frac{6F_0}{gC_k \cdot (t_p^*)^2} - \frac{2V}{gt_p^*} + \frac{2F_0}{14m_k g}; \quad (32)$$

$$\text{б) при } t=t_p^* - K_д^{(2)}(t) \equiv K_д^{(2)}(t_p^*) = 1 + \frac{4V}{gt_p^*} - \frac{F_0}{7m_k g} - \frac{6F_0}{gC_k (t_p^*)^2}. \quad (33)$$

Численные расчеты, проведенные по формулам (32) и (33) для следующих значений параметров [2]: $t_p^* = 0,1с$; $C_k = 7 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$; $V = 0,265 \text{ м/с}$; $m_k = 17,7 \cdot 10^3 \text{ кг}$; $m_в = 2 \cdot 10^4 \text{ кг}$ — показывают, что $K_д^{(2)}(t)$ на промежутке $t \in [0; t_p^*]$ существенно уменьшается от $K_д^{(2)}(0) = 2,335$ до $K_д^{(2)}(0,1) = 0,206$, то есть более чем в 11,33 раз!

ВЫВОДЫ

1. В работе обоснована и использована одномассовая модель для анализа и

АНАЛИЗ И МИНИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН ПРИ ПОДЪЕМЕ ГРУЗА «С ПОДХВАТОМ»

минимизации динамических нагрузок в упругих элементах грузоподъемных кранов при подъеме груза «с подхватом».

2. Полученные аналитические выражения для коэффициента динамичности $K_D(t)$ на всех этапах подъема груза.

3. Установлены законы движения груза при его подъеме «с подхватом», в которых минимизируются: колебания, которые возникают при этом и одновременно величина самого $K_D(t)$.

4. Полученные в работе результаты могут в дальнейшем служить для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчета подобных систем как на стадиях их проектирования / конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Vajson A.A. 1982.** Kranovye gruzozahvatnye ustrojstva. spravochnik / A.A. Vajson, A.F. Anureev. – M.. Mashinostroenie. – 304.
- 2. Novak S.M. 1990.** Zashchita ot vibracii i shuma v stroitelstve. Spravochnik / S.M. Novak, A.S. Logvinec. – K.. Budivelnik. – 184.
- 3. Lovejkin V.S. 1998.** Minimizaciya dinamichnih navantazhen v pruzhnikh elementah vantazhopidjonnih mashin / V.S. Lovejkin // Girnichi, budivelni, dorozhni, i meliorativni mashini – K., Vip. 52. – 63 – 68.
- 4. Volkov D.P. 1958.** Dinamicheskiye nagruzki v universal'nykh ekskavatorakh / D.P. Volkov. – M.. Mashgiz. – 268.
- 5. Kozhevnikov S.N. 1986.** Dinamika nestacionarnykh processov v mashinah / S.N. Kozhevnikov. – K.. Naukova dumka. – 288.
- 6. Lovejkin V.S. 1990.** Raschety optimalnykh rezhimov dvizheniya mekhanizmov stroitelnykh mashin / V.S. Lovejkin. – K.. UMK VO. – 166.
- 7. Vejc V.L. 1969.** Dinamika mashinnykh agregatov / V.L. Vejc. – L.. Mashinostroenie. – 370.
- 8. Vulfson I.I. 1969.** Dinamika mashinnykh agregatov / I.I. Vulfson, M.Z. Kolovskij. – L.. Mashinostroenie. – 370.
- 9. Komarov M.S. 1968.** Nelinejnye zadachi dinamiki mashin / M.S. Komarov – M.. Mashinostroenie. – 284.
- 10. Kazak S.A. 1968.** Dynamyka mostovykh kranov / S.A. Kazak. – M.. Mashinostroyeniye. – 332.
- 11. Gohberg M.M. 1969.** Metallicheskie konstrukcii podemno transportnykh mashin / M. M. Gohberg – M.. Mashinostroenie. – 520.
- 12. Lobov N.A. 1987.** Dinamika gruzopodyemnykh kranov. / N.A. Lobov M.. Mashinostroyeniye. – 160.
- 13. Gajdamaka V. F. 1989.** Gruzopodemnye mashiny / V. F. Gajdamaka – K.. Vishcha shkola. – 328.
- 14. Budikov L.YA. 1997.** Mnogoparametricheskij analiz dinamiki gruzopodemnykh kranov mostovogo tipa / L.YA. Budikov – Lugansk. Izd – vo VUTU. – 210.
- 15. Modelyuvannya 2004.** Modelyuvannya dinamiki mekhanizmiv vantazhopidjonnih mashin / [Lovejkin V.S., CHovnyuk YU. V., Dikteruk M.G., Pastushenko S.I.] – K. – Mikolaiv. RVV MDAU. – 286.
- 16. Grobov V.A. 1982.** Teoriya kolebanij mekhanicheskikh sistem / V.A. Grobov – K.. Vishcha shkola. – 183.
- 17. Romasevich Yu.A. 2011.** Optimization behavior of variation boom of hoisting crane for singular kinematical criterions / Yu.A. Romasevich, G.V. Shumilov // Motrol. Vol 13b. – 167–173.
- 18. Loveykin V.S. 2013.** Optimizatsiya dinamicheskogo rezhima povorota strelovogo krana / V.S. Loveykin, V.A. Mel'nichenko // Motrol. Vol 15. – №3. – 70–75.
- 19. Loveykin V.S. 2013.** Optimizatsiya uravneniya dvizheniya mekhanizmov gruzopod'yemnykh mashin s elektroprivodom postoyannogo toka / V.S. Loveykin, Yu.A. Romasevich // Motrol. Vol 15. – №3. – 65–69.
- 20. Loveykin V.S. 2012.** Optimizatsiya rezhima razgona odnomassovoy dinamicheskoy sistemy s integralnymi ogranicheniyami / V.S. Loveykin, Yu.A. Romasevich // Motrol. Vol 14. – №3. – 158–163.
- 21. Romasevich Yu.A. 2013.** Modelirovaniya dvizheniya mekhanizma peremeshcheniya gruzopodyemnoy mashiny po optimal'nomu zakonu / Yu.A. Romasevich. Motrol. Vol 15. – №3. – 76–83.

**ANALYSIS AND DYNAMIC LOADS
MINIMIZATION OF IN ELASTIC
ELEMENTS OF LIFTING EQUIPMENT
DURING LIFTING LOADS
WITH PICK-UP**

Summary. The one – mass model is used for the analysis and minimization of dynamic stresses in the elastic elements (ropes) of lifting cranes during the process of cargo's hoisting with the help of "picked up" technology. The (optimal) motion regimes are established, which minimize the dynamic coefficient during the process of cargo's hoisting and take into account the peculiarities of force's application to the load's grasp devices during the various stages of lifting. One may use analytical expressions for the motion laws of load lifting with the help of "picked up" technology which minimize the oscillations generated during the mentioned above process.

The results obtained in this investigation may be used further in order to improve and to define more exactly engineering's methods of dynamic analysis of rope's stresses used for cargo's lifting when it "picked up" at the stages of project/design and at the stage of real operation as well.

One may obtain the ideal value of dynamic coefficient for the specific motion regime of such systems. The initial conditions are determined for these aims. They exhibit specific peculiarities such as nonzero values of high order derivatives of displacement, as function of time, with respect to time.

This approach may be used for "one weight" technology of cargo's lifting as well.

Key words: one–mass system, analysis, minimization, dynamic loads, elastic elements, lifting machinery, lifting "picked up".

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ БЛОК КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Александр Быстрый, Иван Роговский, Валентина Мельник

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: rogovskii@ukr.net*

Aleksandr Bystryi, Iwan Rohowskii, Valentyna Melnyk

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: rogovskii@ukr.net*

Аннотация. В статье рассмотрены результаты исследований универсальности подходов к контролю параметров технического состояния ходовой системы зерноуборочного комбайна. Разработан метод аналитического исследования влияния неупругого сопротивления в ходовой на амплитудно-частотные характеристики колебаний неподдрессоренной массы комбайна и опорной площадки диагностического стенда при установившемся режиме. Расчет колебательных параметров реализован на прикладном программном продукте.

Исследованы колебания в системе «ходовая-стенд» на примере зерноуборочного комбайна и стенда типа «Tech-Test». Показано, что вследствие динамического воздействия массы колеса испытываемой ходовой и массы опорной площадки стенда перемещения последней при частоте, соответствующей «резонансу» колеса, оказываются тем меньше, чем меньше неупругое сопротивление в ходовой. В то же время перемещения колеса практически неизменны.

Динамическое взаимодействие массы колеса испытываемой ходовой и массы опорной площадки динамического стенда в условиях неустановившихся колебаний и в сочетании со сдвигом фазы колебаний искажает картину резонансов в системе «ходовая-стенд» и не обеспечивает метрологически точной оценки неупругого сопротивления в ходовой с гидравлическими стабилизаторами.

Разработанная методика исследования диагностического стенда типа «Tech-Test» должна быть дополнена исследованием влияния на диагностические параметры системы

«ходовая-стенд»: значения неподдрессоренной массы, трения в колебателе (ширины опорной площадки) и в записывающем устройстве стенда, жесткости колебателя, интенсивности изменения частоты и сдвига фазы колебаний (замедления вращения маховика).

Это позволило получить более полную информацию о специфике диагностики ходовой системы зерноуборочного комбайна.

Ключевые слова: универсальность, блок, контроль, параметр, техническое состояние, ходовая система, зерноуборочный комбайн.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В процессе диагностирования или испытания сельскохозяйственной техники в качестве наиболее информативных энергетических показателей мобильных и стационарных сельскохозяйственных агрегатов могут быть приняты такие параметры, как мощность, крутящий момент, тяговое усилие и др. Причем особую трудность представляет процесс получения измерительной информации с динамических элементов машин. Поскольку действия абсолютного большинства механических параметров (деформаций усилий крутящих и изгибающих моментов и др.) может быть преобразовано в относительное перемещение двух или более поверхностей сравнения упругого элемента диагностируемого или испытываемого объекта были проведены исследования разработанного для реализации указанной выше задачи универсального растрового датчика с целью определения основных геометрических па-

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ БЛОК КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

раметров и формы щелей линейного растрового сопротивления.

Световой поток, создаваемый источником излучения, проходя через оптическую систему и щели подвижного и неподвижного растров, попадает на фотоприемник. Величина светового потока, подающего на фотоприемники, определяется взаимным смещением подвижного растра относительно неподвижного (или взаимным перемещением обоих растров друг относительно друга). Возникающий при этом в цепи приемника излучения фототок, фиксируется регистрирующим прибором. При определенных условиях, в частности при разработке приборов для передвижных средств диагностирования или полевых испытаний сельскохозяйственной техники, оптическая система может отсутствовать, в этом случае для создания равномерного светового потока устанавливается рассеивающая пластина.

Как видно из приведенной схемы устройства, измеряемый параметр (перемещение, деформация, усилие и т.д.) осуществляет амплитудную модуляцию рабочего светового потока путем изменения взаимного расположения растров друг относительно друга. Таким образом, при разработке прибора, прежде всего, необходимо экспериментально обосновать основные геометрические параметры и форму щелей растрового сопряжения. Выбор геометрической формы щелей растров обуславливается необходимой формой выходной характеристики устройства (при условии линейности зависимости его остальных элементов).

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

При разработке измерительного устройства могут преследоваться две цели:

1) обеспечение максимальной линейности выходной характеристики устройства [1],

2) обеспечение максимальной чувствительности выходной характеристики устройства [2].

В зависимости от поставленной задачи выбираются геометрическая форма и параметры щелей растров [3]. Теоретически линейная зависимость выходной характери-

сти, выраженной в виде абсолютного или относительного значения величины фототока, достигается при относительном перемещении вдоль оси растров, имеющих квадратные или прямоугольные щели [4]. В этом случае зависимость величины фототока, отнесенная к его максимальному значению, может быть выражена уравнением [5]:

$$J_{\phi} / J_{\phi, \max} = \frac{\alpha - |x|}{\alpha}, \quad -\alpha \leq x \leq \alpha, \quad (1)$$

где: α – шаг щели растра, x – текущая координата в направлении перемещения растров.

Для удобства построения характеристик зависимости фототока записывают отнесенными к его максимальному значению [5]. Под максимальным значением фототока $J_{\phi, \max}$ подразумевается величина фототока в цепи приемников излучения при максимальном рабочем световом потоке $\Phi_{\text{раб. max}}$, подающем на фотоприемники (т.е. при максимально допустимом взаимном раскрытии растров) [6].

При этом чувствительность выходной характеристики будет постоянной на всем пределе изменения рабочей характеристики и определяться геометрическими параметрами растров и светотехническими параметрами системы [7]. Сопряжение растров, один из которых имеет щели квадратной, а другой – круглой формы, обуславливает получение более сложной выходной характеристики, имеющей, однако, значительный линейный участок и большую чувствительность [8]:

$$J_{\phi} / J_{\phi, \max} = \frac{1}{2\pi} \left\{ \arccos \left[2 \left(\frac{\alpha - x}{\alpha} \right)^2 - 1 \right] - 2 \frac{\alpha - x}{\alpha} \sqrt{1 - \left(\frac{\alpha - x}{\alpha} \right)^2} \right\}. \quad (2)$$

Из приведенной характеристики (2) видно, что наибольшая чувствительность в этом случае соответствует линейному участку рабочей характеристики [9].

При решении задачи обеспечения максимальной чувствительности устройства могут быть использованы растры с ромбическими щелями [10]. В этом случае выходная характеристика устройства выражается зависимостью [11]:

$$J_{\phi} / J_{\phi, \max} = \frac{x^2}{\alpha^2}, \quad -\alpha \leq x \leq +\alpha, \quad (3)$$

из которой следует, что лишь незначительный участок ее может быть аппроксимирован с достаточной степенью приближения прямой линией [12]. Однако на этом участке чувствительность выходной характеристики будет максимальной [13].

Таким образом, для решения задачи обеспечения максимальной линейности рабочей характеристики устройства целесообразно использовать растровое сопряжение с прямоугольными щелями. Вместе с тем следует отметить, что в тех случаях, когда необходимо получить измерительное устройство с высокой чувствительностью, целесообразно выбирать растровое сопряжение с ромбическими щелями [14].

Второй часть задачи является определение геометрических параметров растрового сопряжения. С целью определения максимальной линейности выходной характеристики устройства были проведены исследования растровых сопряжений с шириной щели от 0,1 мм до 3,0 мм с соответствующими типоразмерами: 01, 0,2, 0,4, 0,5, 0,8, 1,0, 1,2, 1,6, 2,0, 3,0 [15].

Растровые пластины выполнены фотометодом с трафаретов, которые изготавливались в масштабе 50:1 (при ширине щели $\alpha=0,5, 0,8, 1,0, 1,2$ мм) и 10:1 (при ширине щели $\alpha=1,6, 2,0, 3,0$ мм) [16]. Таким образом были получены негативы на стекле – по 20 образцов каждого типоразмера [17]. В результате ряда экспериментальных апробирований в качестве материала растров были выбраны высокоразрешающие негативные пластины типа ВР, предназначенные для изготовления прецизионных фотошаблонов и обеспечивающие по техническим условиям

высокую контрастность и разрешающую способность, незначительную оптическую плотность вуали, что в свою очередь, обуславливает значительное поглощение проходящего светового потока и размытость края – не более 1,0 мкм [18]. Последнее обстоятельство особенно важно для уменьшения нелинейности выходной характеристики от краевых явлений, заключающихся в размытости границы щель-штрих [19]. По данным ряда авторов [20], этот метод позволяет изготавливать растры с погрешностью не более 0,0005 мм.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы заключается в установлении закономерностей получения более полной информации о специфике диагностики ходовой системы зерноуборочного комбайна.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Вследствие некоторой микродеформации поверхностного слоя отдельных фотопластин с целью обеспечения гарантированного перекрытия щелей непрозрачными штрихами относительная ширина щели принята $P_a=0,4$:

$$P_a = \alpha/g \quad (4)$$

где: α – ширина щели растра, g – шаг растра, v – ширина штриха растра ($v=g-\alpha$).

По результатам замеров геометрических параметров растров построены гистограммы и полигоны распределения для ряда типоразмеров, из которых видно, что коэффициент вариации размера ширины щели растров m не превышает значения 0,35 (табл. 1).

Таблица 1.
Table 1.

№ п/п	α , мм	$\bar{\alpha}$, мм	σ , мм	m
1	0,10	0,05	0,002	0,35
2	0,20	0,20	0,002	0,23
3	0,40	0,39	0,005	0,32
4	0,50	0,495	0,006	0,34
5	0,80	0,79	0,008	0,28
6	1,00	0,99	0,009	0,21
7	1,20	1,08	0,011	0,32
8	1,60	1,59	0,010	0,24
9	2,00	1,99	0,012	0,30
10	3,00	2,98	0,016	0,34

**УНИВЕРСАЛЬНЫЙ БЛОК КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА**

Таблица 2.
Table 2.

α , мм	ν , мм	g , мм	l , мм	K_L , мм
0,10	0,15	0,25	0,025	0,25
0,20	0,30	0,50	0,05	0,25
0,40	0,60	1,00	0,15	0,37
0,50	0,75	1,25	0,20	0,40
0,80	1,20	2,00	0,30	0,38
1,00	1,50	2,50	0,40	0,40
1,20	1,80	3,00	0,55	0,45
160	2,40	4,00	0,80	0,50
2,00	3,00	5,00	1,10	0,55
3,00	4,50	7,50	1,20	0,40

Для каждого типоразмера растровых сопряжений были исследованы зависимости фототока от величины взаимного перекрытия щелей растров (в пределах одного шага). В качестве критерия сравнения выбран коэффициент линейности выходной характеристики, определяемый для каждого из сопряжений отношением линейного участка характеристики к величине перемещения (ширине щели):

$$K_L = l_\alpha / \alpha, \quad (5)$$

и для исследуемых типоразмеров растров он изменяется в пределах от $K_{Lmax} = 0,25$ до $K_{Lmax} = 0,55$ (табл. 2).

Незначительный линейный участок выходной характеристики при малых значениях ширины щели может быть объяснен двумя моментами:

- во-первых, значительным влиянием на выходную характеристику краевых явлений в растровом сопряжении (особенно на начальный участок) а также неравномерность распределения чувствительности на различных участках светочувствительной поверхности фотоприемника,

- во-вторых, наличием погрешностей изготовления и установки растров (погрешности геометрической формы и размеров растров, несоосной щелей, непараллельность пластин и т.д.). Причем с увеличением ширины щели растра первый фактор начинает оказывать меньшее влияние на нелинейность выходной характеристики и доминирующим становится второй фактор.

Уменьшение коэффициента линейности выходной характеристики при увеличении ширины щели более $\alpha = 2$ мм может быть

объяснено влиянием соотношения геометрических параметров растров и используемых приемников излучения.

Таким образом, на основании проведенных исследований выбрано растровое сопряжение с прямоугольной формой щели и следующими геометрическими параметрами: шириной щели $\alpha = 2$ мм, шириной штриха $\nu = 3$ мм, шагом растра $g = 5$ мм и длиной щели $l = 20$ мм. Это растровое сопряжение обеспечивает линейность выходной характеристики измерительного устройства в пределах $50 \div 60\%$. Недостаточность линейного участка полученной рабочей характеристики обуславливает необходимость дальнейших исследований универсального растрового датчика с целью линеаризации его выходной характеристики для более широкого использования при диагностировании и испытаниях сельскохозяйственной техники.

Испытания ходовой системы на диагностическом стенде «Tech-Test», показали, что оценка гасящих свойств ходовой и работоспособности ходовой в отдельных случаях встречает затруднения. Поэтому было проведено теоретическое исследование, чтобы выяснить, насколько существенно могут влиять диагностические параметры – сопротивление ходовой и трение в ходовой – на колебания опорной площадки стенда. Для исследования была использована модель, описанная в работе и дополненная параметрами, характеризующими неупругое сопротивление в системе «стенд-ходовая».

Для теоретического анализа особенностей системы выясним прежде всего основные формы установившегося движения, со-

ставим дифференциальные уравнения движения расчетной двухмассовой модели, с учетом того, что собственные частоты колебаний подрессоренной и непрессоренной масс различаются обычно на порядок. Поэтому перемещения подрессоренной массы в частотной области резонанса непрессоренной массы несущественны, т.е. можно принять $z \approx 0$.

Уравнения движения непрессоренной массы и опорной площадки колебателя запишем в следующем виде:

$$m\ddot{z}_1 = (K_a + K_u)\dot{Z}_1 = (C + C_u)Z_1 = K_u\dot{g} + C_u g, \quad (6)$$

$$m_c\ddot{g} + K_u\dot{g} + (C_u + C_c)g = K_u\dot{Z}_1 + C_u Z_1 + C_c \theta_{01}, \quad (7)$$

где: m – непрессоренная масса комбайна, m_c – масса опорной площадки стенда – колебателя, Z_1 – перемещение непрессоренной массы, g – перемещение опорной площадки стенда, C_c – жесткость пружины стенда, C_p – жесткость рессор ходовой комбайна, C_u – жесткость шин, K_a – коэффициент сопротивления амортизатора и трения в ходовой, K_u – коэффициент сопротивления шины.

Для решения уравнения (6) и (7) представим \ddot{z}_1 , \ddot{g} , \dot{z}_1 , \dot{g} и $C_{c\theta_0}$ в следующем виде:

$$\ddot{z}_1 = z_1(j\omega)^2, \quad \ddot{g} = g(j\omega)^2, \quad \dot{z}_1 = z_1(j\omega), \quad \dot{g} = g(j\omega), \\ c_c \theta_0 = p_0.$$

Тогда уравнения (6) и (7) примут вид:

$$-mz_1\omega^2 + (k_a + k_u)j\omega z_1 + \\ + (c_p + c_u)z_1 = k_u g(j\omega) + c_u g, \\ -m_c g\omega^2 + k_u g(j\omega) + (c_u + c_c)g = \\ = k_u z_1(j\omega) + c_u z_1 + p_0.$$

Введем обобщенные обозначения:

$$\psi_k = \frac{k_a + k_u}{2m\omega k}, \quad p_0^1 = \frac{p_0}{m_c} = \theta_0 \omega_c^2, \\ \omega_k^2 = \frac{c_p + c_u}{m}, \quad \omega_{ku}^2 = \frac{c_u}{m}, \quad \omega_c^2 = \frac{c_c}{m_c}, \\ \psi_{ku} = \frac{\kappa_u}{2m\omega k}, \quad \psi_{cu} = \frac{\kappa_u}{2m_c \omega_c}.$$

Представим дифференциальные уравнения движения непрессоренной массы и опорной площадки стенда в следующем виде:

$$-z_1\omega^2 + 2\psi_k \omega_k \omega_c z_1 + \omega_k^2 z_1 = 2\psi_{ku} \omega_k g + \omega_{ku}^2 g, \quad (8)$$

$$-g\omega^2 + 2\psi_{cu} \omega_c g + \omega_c^2 g = \\ = 2\psi_{cu} \omega_c z_1 + \omega_{cu}^2 + p_0^1. \quad (9)$$

Выразим диагностические параметры z_1 и g через постоянные и переменные величины:

$$z_1 = \frac{2\psi_{ku} \omega_k g + \omega_{ku}^2 g}{-\omega^2 + 2\psi_k \omega_k j\omega + \omega_k^2}, \\ g = \frac{(2\psi_{cu} \omega_c j\omega + \omega_{cu}^2) z_1 + p_0^1}{-\omega^2 + 2\psi_{cu} \omega_c j\omega + \omega_c^2}.$$

Поставив эти выражения в соответствующие дифференциальные уравнения, получим

$$z_1 = \frac{p_0^1 (\omega_{ku}^2 + 2\psi_{ku} \omega_k j\omega)}{(-\omega^2 + 2\psi_{cu} \omega_c j\omega + \omega_c^2) (-\omega^2 + 2\psi_k \omega_k j\omega + \omega_k^2)} \quad (10)$$

$$g = \frac{\frac{p_0^1 (\omega_{ku}^2 + 2\psi_{ku} \omega_k j\omega)}{-(2\psi_{cu} \omega_c j\omega + \omega_{cu}^2) (2\psi_{ku} \omega_k j\omega + \omega_{ku}^2)}}{p_0^1 (-\omega^2 + 2\psi_k \omega_k j\omega + \omega_k^2)} \quad (11)$$

$$g = \frac{\frac{p_0^1 (-\omega^2 + 2\psi_k \omega_k j\omega + \omega_k^2)}{-(2\psi_{cu} \omega_c j\omega + \omega_{cu}^2) (2\psi_{ku} \omega_k j\omega + \omega_{ku}^2)}}{p_0^1 (-\omega^2 + 2\psi_k \omega_k j\omega + \omega_k^2)}.$$

Упростим знаменатель этих уравнений, введя следующие обозначения:

$$a = (-\omega^2 + 2\psi_{cu} \omega_c j\omega + \omega_c^2), \\ b = (-\omega^2 + 2\psi_k \omega_k j\omega + \omega_k^2), \\ c = (2\psi_{cu} \omega_c j\omega + \omega_{cu}^2), \\ d = (2\psi_{ku} \omega_k j\omega + \omega_{ku}^2).$$

Тогда получим:

$$z_1 = \frac{p_0^1 (\omega_{ku}^2 + 2\psi_{ku} \omega_k j\omega)}{ab - cd}, \quad (11)$$

$$g = \frac{p_0^1 [(\omega_k^2 - \omega^2 + 2\psi_k \omega_k j\omega)]}{ab - cd}. \quad (12)$$

Выполнив преобразования и группировки в знаменателе, представим его в следующем виде:

$$ab - cd = [(\omega_c^2 - \omega^2)(\omega_k^2 - \omega^2) - \omega_{ku} \omega_{cu}^2] + \\ + 2 \left[\psi_{cu} \omega_c (\omega_k^2 - \omega^2) \omega + \psi_k \omega_k (\omega_c^2 - \omega^2) \omega - \right. \\ \left. - (\psi_{ku} \omega_k \omega_{cu}^2 + \psi_{cu} \omega_c \omega_{ku}^2) \omega \right] j.$$

Общее решение уравнения (11) найдем в следующем виде:

$$z_1 = \frac{p_0^1 (\omega_{ku}^2 + 2\psi_{ku} \omega_k j\omega)}{[(\omega_c^2 - \omega^2)(\omega_k^2 - \omega^2) - \omega_c^2 \omega_k^2] +}$$

$$\frac{p_0^1 (\omega_{ku}^2 + 2\psi_{ku} \omega_k j\omega)}{+ 2 \left[\psi_{cu} \omega_c (\omega_k^2 - \omega^2) + \psi_{ku} \omega_k (\omega_c^2 - \omega^2) \right] j\omega}$$

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ БЛОК КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Комплексное выражение для z_1 можно представить как геометрическую сумму составляющих одного вектора. Это дает упрощение решения. Обозначим упрощение решения:

$$\begin{aligned}
 A &= w_{ku}^2, \quad B = 2\psi_{ku} w_k w, \\
 C &= [(w_c^2 - w^2)(w_k^2 - w^2) - w_{cu}^2 w_{ku}^2], \\
 D &= 2[\psi_{cu} w_c (w_k^2 - w^2) + \psi_k w_k (w_c^2 - w^2) - \\
 &\quad - (\psi_{ku} w_k w_{cu}^2 + \psi_{cu} w_c w_{ku}^2)] w.
 \end{aligned}$$

Тогда:

$$z_1 = p_o^1 \frac{(A + jB)(C - jD)}{(C + jD)(C - jD)} =$$

$$p_o^1 \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} =$$

$$= p_o \sqrt{\frac{w_{ku}^4 + 4\psi_{ku}^2 w_k^2 w^2}{[(w_c^2 - w^2)(w_k^2 - w^2) - w_{cu}^2 w_{ku}^2]^2 + 4[\psi_{cu} w_c (w_k^2 - w^2) - \psi_{ku} w_k w_{cu}^2 + \psi_{cu} w_c w_{ku}^2]^2}} \cdot \quad (13)$$

$$+ w_k \psi_k (w_c^2 - w^2)]^2 w^2$$

Аналогично, применяя такой же вывод для g , можно написать:

$$g = p_o^1 \sqrt{\frac{(w_k^2 - w^2) + 4\psi_k^2 w_k^2 w^2}{[(w_c^2 - w^2)(w_k^2 - w^2) - w_{ci}^2 w_{ki}^2]^2 + (w_k^2 - w^2)^2 + 4\psi_k^2 w_k^2 w^2}} \cdot \quad (14)$$

$$+ 4 \left[\frac{\psi_{ci} w_c (w_k^2 - w^2) + \psi_k w_k (w_c^2 - w^2) - (\psi_{ki} w_k w_{ci}^2 + \psi_{ci} w_c w_{ki}^2)}{w^2} \right]^2$$

Для удобства пользования полученными выражениями (5) и (6), обозначим:

$$\Omega = [(w_c^2 - w^2)(w_k^2 - w^2) - w_{cu}^2 w_{ku}^2],$$

$$\psi = \left[\frac{\psi_{cu} w_c (w_k^2 - w^2) + \psi_k w_k (w_c^2 - w^2) - (\psi_{ku} w_k w_{cu}^2 + \psi_{cu} w_c w_{ku}^2)}{w} \right],$$

и запишем соотношение $\frac{z_1}{\epsilon_o}$ и $\frac{g}{\epsilon_o}$ в следующем виде:

$$\frac{z_1}{\epsilon_o} = w_c^2 \sqrt{\frac{w_{ku}^4 + 4\psi_{ku}^2 w_k^2 w^2}{\Omega^2 + 4\psi^2}}, \quad (15)$$

$$\frac{g}{\epsilon_o} = w_c^2 \sqrt{\frac{(w_k^2 - w^2)^2 + 4\psi_k^2 w_k^2 w^2}{\Omega^2 + 4}}. \quad (16)$$

Эти уравнения определяют амплитудно-частотные характеристики установившихся колебаний неподрессоренной массы (колес комбайна) и опорной площадки стенда.

Исследования по формулам (15) и (16) целесообразно выполнять с помощью современных прикладных компьютерных технологий.

Для конкретного теоретического анализа системы и определения диагностических возможностей стенда в качестве примера были использованы параметры ходовой системы зерноуборочного комбайна. Исходные данные для расчета приведены в таблице 3.

Это типичные результаты диагностического взаимодействия массы колеса и массы опорной площадки стенда, которые совершенно не учитываются и в фирменной инструкции на стенд.

К отмеченным особенностям надо добавить влияние изменения фазы колебаний опорной площадки стенда при неустановившемся режиме и прохождении через «резонансную» частоту колебаний w_1 .

Наиболее ярко это явление можно наблюдать, когда на стенде испытывается ходовая без ходовой, т.е. затухание колебаний определяется сравнительно малым постоянным трением в ходовой и гистерезисными потерями в шине. При отсутствии амортизатора начавшийся рост амплитуды колебаний прерывается и в точке J (при $w \approx w_1$) величина $g \rightarrow 0$. Затем g снова увеличивается, но ни в первом случае (до точки J), ни во втором (после точки J) величина g не достигает максимальных значений, которые ориентировочно намечены штриховыми линиями. Аналогичное положение имеется и в случае с амортизатором, но проявляется это менее наглядно. Таким образом, неустановившейся характер колебаний на стенде вносит дополнительные искажения в формирование диагностического параметра. Эти искажения особенно сильно проявляются в наиболее показательной с точки зрения диагностики резонансной области АЧХ.

Сопоставление графиков АЧХ и осциллограммы показывает, что резонанс при w_2 , т.е. при частотах $w > w_k$, на стенда не проявляется. Это связано с тем, что начальная частота колебаний, с которой начинается запись, несколько меньше w_2 .

Таблица 3.
Table 3.

Параметр	Обозначение в формуле	Единица	Ходовая система
Поддрессоренная масса	M	Н/см	0,25
Неподдрессоренная масса, приходящаяся на колесо	m	Н/см	0,035
Масса площадки стенда	m_c	Н/см	0,072
Жесткость неподдрессоренной массы	C_p	Н/см	21,75
Жесткость машины	C_u	Н/см	20,6
Собственная частота колебаний колеса	$w_k = \sqrt{\frac{C_u + C_p}{m}}$	1/с	81
Собственная частота колебаний опорной площадки стенда	$w_k = \sqrt{\frac{C_u + C_p}{m}}$	1/с	71,1
Парциальная частота колебаний колеса на шине	$w_{ku} = \sqrt{\frac{C_u}{m}}$	1/с	76,6
Парциальная частота колебаний опорной площадки стенда на шине	$w_{cu} = \sqrt{\frac{C_u}{m_c}}$	1/с	53,5
Резонансные частоты в расчетной системе	w_1 w_2	1/с 1/с	41 99,6
Отношение частот к собственной частоте колебаний колеса	$\lambda = \frac{w}{w_k}$	-	0,123- 1,481
Коэффициент аперидичности для m	$\psi_k = \frac{k_u}{2mw_k}$	-	0,04 и 0,08
Коэффициент аперидичности для m_c	$\psi_c = \frac{k_u}{2m_c w_c}$	-	0,0210 и 0,0419
Коэффициент аперидичности колебаний колеса при действии неупорного сопротивления в ходовой и шине	Ψ_k	-	0,04-0,36

Вместе с тем можно убедиться, что при $w \approx w_2$ в диапазоне реальных величин Ψ_k диагностические возможности анализируемой системы весьма ограничены и практически их использовать затруднительно.

Сопоставление АЧХ приводит к мысли, что в зоне «Истинного резонанса» при $w \approx w_k$ в качестве диагностического параметра может быть использовано отношение z_1 в этой области изменяется слабо, а g оказывается тем меньше, чем слабее гашение колебаний вследствие диагностического взаимодействия колеблющихся масс m_c и m , который наиболее ярко проявляется именно в области $w \approx w_k$, по-видимому, может быть использован для диагностики гасящихся свойств хо-

довой. При этом надо учитывать и то, что фазовые сдвиги в этой области отсутствуют.

Чтобы проверить это предположение и проанализировать, какой из параметров (z_1 или g) и в каждой области частот получает относительно большие отклонения, определим аналитическую связь z_1 и g . Для этого достаточно разделить (15) на (16):

$$\frac{z}{g} = \sqrt{\frac{w_{ku}^4 + 4\psi_{ku}^2 w^2 w_k^2}{(w_k^2 - w^2)^2 + 4\psi_k^2 w^2 w_k^2}}. \quad (17)$$

или

$$\frac{z_1}{g} = \sqrt{\frac{\left(\frac{c_u}{c_p + c_u}\right)^2 + 4\psi_{ku}^2 \lambda^2}{(1 - \lambda^2)^2 + 4\psi_k^2 \lambda^2}}, \text{ где } \lambda = \frac{w}{w_k}. \quad (18)$$

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ БЛОК КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Последние выражения дают возможность сразу заключить, что отношение $\frac{z_1}{g}$ не зависит от параметров стенда, так, например, при $w = w_k$ и $\lambda=1$ (с учетом малости $\Psi_{ку}$) имеем:

$$\frac{z_1}{g} \approx \frac{C_{ш}}{2\psi_k} \cdot \frac{C_p + C_c}{C_p + C_c}. \quad (19)$$

Учитывая, что $C_{ш} \approx 10C_p$ (комбайни класу 6 кг/с), $C_{ш} \approx 5C_p$ (комбайни класу 9 кг/с), найдем элементарное соотношение:

$$\frac{z_1}{g} \approx 0,45 \div 0,42 \frac{1}{\psi_n}. \quad (20)$$

Исследование выражения (17) и АЧХ показывает некоторые преимущества диагностического параметра z_1 по сравнению с g :

- в области резонансных частот w_1 и w_2 имеем $z_1/g > 1$,

- зависимость z_1/g от $\Psi_{ку}$ выражена слабее, чем в случае g/vo .

Однако использовать эти преимущества в условиях неустановившихся колебаний затруднительно по тем же причинам, какие имеют место и в случае диагностирование по g . С точки зрения метрологии эти в большей мере качественные, нежели количественные, оценки практически равноценны.

В то же время, как и было предложено выше, относительная величина z_1/g может использоваться в качестве диагностического параметра. Этот результат теоретического анализа можно рекомендовать проверить на практике.

В заключение рассмотрим частный случай испытаний ходовой на стенде, когда путем специального оформления опорной площадки («гнезда» для колеса) жесткость шины искусственно увеличивается до такой степени, что колесо и площадка перемещаются как одно целое. Это особо подчеркивается, хотя ясно, что выполнить такого рода универсальное (для разных марок комбайнов) «гнездо» колеса на площадке стенда практически невозможно.

В этом случае колебательная система «стенд-ходовая» может быть смоделирована системой с одной степенью свободы, а соотношение амплитуды колебаний «объединенной» массы $m_{np} = m + m_c$ и амплитуды возбуждения vo выражается в таком виде:

$$\frac{z_1}{vo} = \frac{w_{c_1}^2}{w_{np}^2} \sqrt{\frac{1}{(1 - \lambda_1^2)^2 + 4\psi_{np}^2 \lambda_1^2}}, \quad (21)$$

где: $w_{c_1}^2 = \frac{C_c}{m + m_c}$, $w_{np}^2 = \frac{C_p + C_c}{m + m_c}$,

При этом:

$$\psi_k = \frac{K_a}{2mw_k} = \psi_{np} \frac{m_{np}}{m} \cdot \frac{w_{np}}{w_k}.$$

Обозначим:

$$\mu = \frac{m_c}{m}, \quad \delta_1 = \frac{C_c}{C_p} \quad \text{и} \quad \delta_2 = \frac{C_{ш}}{C_p},$$

тогда,

$$\psi_k = \psi_{gh} (1 + \mu)^{0,5} \sqrt{\frac{1 + \delta_1}{1 + \delta_2}} \quad \text{или} \quad \psi_{np} = \psi_k (1 + \mu)^{0,5} \sqrt{\frac{1 + \delta_2}{1 + \delta_1}}.$$

Принимая $\mu \approx 1$, $\delta_1 \approx 1$ и $\delta_2 \approx 10$, что близко к реальным параметрам (для легковых комбайнов), найдем $\Psi_{np} \geq \Psi_k$, а точнее, $\Psi_{np} \approx (1,5-1,8)\Psi_k$.

В связи с этим диагностика гасящих свойств системы ходовой при выполнении условия «объединения» масс m и m_c на первый взгляд облегчается. Действительно, при резонансных колебаниях ($w = w_{np} \approx 0,3w_k$ и $\lambda=1$) имеем:

$$\frac{z_1}{vo} = \frac{C_c}{C_p + C_c} \approx 0,25 \frac{1}{\psi_{np}}. \quad (22)$$

Данное выражение напоминает формулы (10) и (12), но они не связаны с динамическим взаимодействием масс m и m_c , что представляется его преимуществом. Кроме того, величина $v = const$, что также можно считать преимуществом последнего варианта диагностики. На основании изложенного есть прямой смысл проверить на практике вариант диагностики с «объединением» масс m и m_c . Такое «объединение», видимо, будет наиболее надежным при жестком механическом соединении указанных масс, а не при особом выполнении «гнезда» под колесо, как «предусмотрено» при создании стенда.

Чтобы убедиться в наличии или отсутствии эффекта «объединения» масс m и m_c . При работе стенда, были поставлены специальные опыты с одновременной записью колебаний опорной площадки и оси колеса комбайна. Эти опыты, с одной стороны, подтвердили наличие динамического взаимодействия масс колеса и опорной площадки

стенда, что отрицательно проявляется в указанных выше особенностях АЧХ диагностического параметра, а с другой стороны, не выявили «резонанса» при $w \approx w_{np}$.

Расчеты в этом случае производились для разных K_a и соответственно Ψ_{np} . Полученные амплитудно-частотные характеристики определяют резонанс при частоте колебаний w_{np} , которая довольно близка к w_1 . Эта частота реализуется в районе точки L . По характеру кривой неустановившихся затухающих колебаний видно, что в этом случае стенд вообще не дает заметного резонанса.

Полученные результаты можно объяснить указанным выше существенным увеличением (до 80%) величины Ψ_{np} по сравнению с Ψ_k за счет большого снижения частоты w_{np} ($w_{np} < w_1 < w_k$), а также неустановившимся характером колебаний.

Опытная проверка показала, что при значительном сопротивлении ходовой в сочетании с большим постоянным трением в ходовой, блокирующим упругий элемент, возможны парадоксальные результаты испытаний на стенда «Tech-Test», которые можно истолковать как следствие недостаточного гашения колебаний колес комбайна. Возникающий при этом «резонанс» соответствует частоте колебаний, определяемой преимущественно массой опорной площадки стенда и жесткостями пружины стенда и шины колеса:

$$w_{c2} \approx \sqrt{(C_c + C_w)m_c^{-1}}.$$

Таким образом, результаты исследований и сравнение расчетных и опытных данных указывают на неоднозначное влияние неупругого сопротивления в комбайновой ходовой на диагностические параметры стенда типа «Tech-Test» для проверки ходовой.

ВЫВОДЫ

1. Разработан метод аналитического исследования влияния неупругого сопротивления в ходовой на амплитудно-частотные характеристики колебаний неподрессоренной массы комбайна и опорной площадки диагностического стенда при установившемся режиме. Расчет колебательных параметров реализован на прикладной компьютерной технологии.

2. Исследованы колебания в системе «ходовая-стенд» на примере зерноуборочного комбайна и стенда типа «Tech-Test». Показано, что вследствие динамического воздействия массы колеса испытываемой ходовой и массы опорной площадки стенда перемещения последней при частоте, соответствующей «резонансу» колеса, оказываются тем меньше, чем меньше неупругое сопротивление в ходовой. В то же время перемещения колеса практически неизменны.

3. Динамическое взаимодействие массы колеса испытываемой ходовой и массы опорной площадки динамического стенда в условиях неустановившихся колебаний и в сочетании со сдвигом фазы колебаний искажает картину резонансов в системе «ходовая-стенд» и не обеспечивает метрологически точной оценки неупругого сопротивления в ходовой с гидравлическими амортизаторами.

4. Разработанная методика исследования диагностического стенда типа «Tech-Test» должна быть дополнена исследованием влияния на диагностические параметры системы «ходовая-стенд»:

- значения неподрессоренной массы,
- трения в колебателе (ширины опорной площадки) и в записывающем устройстве стенда,
- жесткости пружины колебателя,
- интенсивности изменения частоты и сдвига фазы колебаний (замедления вращения маховика).

Это позволит получить более полную информацию о специфике диагностики ходовой комбайновой ходовой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Halanets V. 2014. Razvytye ahrarnoy polytyky v Ukrainy v uslovyakh ekonomycheskoho kryzysa / V. Halanets. – MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin. – Vol. 15. № 4. – 159–166.
2. Yesse T. 2014. Deep ploughing and liming of stratified clay loam. Environment Canada. – 14.
3. Pokrovskiy G.I., Bulychev V.T. 2014. O deformatsii szhatiya gruntov. – Tr. Vsesoyuznogo in-ta osnovaniy i sooruzheniy. M. – 140.

- 4. Birulya A.K. 2015.** Deformatsiya i uplotnenie grunta pri kachenii koleasa. – Tr. Kharkovskogo avtodor. in–ta vyp. 10, – 18–26.
- 5. http://www.confcontact.com/20110225/tn2_tuloh.php.**
- 6. Cohron G.T. 2011.** Forces Cousing Soil Compaction. – In: Compaction of Agricultrual Soil., St. Ioseph, USA, – 106–122.
- 7. Blednykh V. V. 2010.** Ustroystvo, raschet i proektirovanie pochvoobratyvyayushchikh orudiy. Chelyabinsk. – 203.
- 8. Pochvoobratyvyayushchie 2004.** i posevnye mashiny : kurs lektsiy / V. V. Blednykh [i dr.]. Chelya–binsk. – 235.
- 9. Sineokov G. N. 2015.** Proektirovanie pochvoobratyvyayushchikh mashin. M. :Mashinostroenie. – 312.
- 10. Sineokov G. N., Panov I. M. 2007.** Teoriya i raschet ochvoobratyvyayushchikh mashin. M. : Mashi–nostroenie. – 328.
- 11. Kapov S. N., Rakhimov I. R. 2011.** Modeli pochvy v zemledel'cheskoy mekhanike // Tezisy dokl. na XI nauch.–tekhn. konf. ChGAU. Chelyabinsk. – 322–324.
- 12. Iofinov S. A., Mintsberg B. L. 2071.** Opredelenie ekspluatatsionnykh parametrov i pokazateley raboty agregatov pri veroyatnostnom kharaktere issleduemykh velichin // Mekh. i elektr. sots. sel. khoz–va. № 12. – 42–46.
- 13. Rekomendatsii 2008.** po intensivnoy tekhnologii vozdeyvaniya yarovoy pshenitsy v Kurganskoy oblasti / I. A. Sikorskiy [i dr.]. Kurgan : Sovetskoe Zaural'ye. – 4.
- 14. By`stryj O. M. 2011.** Dostovirnist` kontrolyu parametrov tekhnichnogo stanu sil'skogospodars'ky`x mashyn / O. M. By`stryj, I. L. Rogovs'kyj // Naukovy`j visny`k Nacional'nogo universy`tetu bioresursiv i pry`rodokory`stuvannya Ukrainy`. Seriya: texnika ta energety`ka APK. – K., – Vy`p. 166, ch. 1. – 93–99.
- 15. By`stryj O. M. 2011.** Metody`ka vy`znachennya resursu za dy`namikoyu znoshuvannya detalej zernozby`ral'ny`x kombajniv / O. M. By`stryj, I. L. Rogovs'kyj // Praci Tavrijs'koyi derzhavnogo agrotexnichnogo universy`tetu. – Melitopol. – Vy`p. 11, t. 1. – 171–176.
- 16. By`stryj O. M. 2014.** Kif`kisini pokazny`ky` dlya ocinky` ekspluatacijno–bezvidmovnosti zernozby`ral'ny`x kombajniv / O. M. By`stryj, I. L. Rogovs'kyj // Naukovy`j visny`k Nacional'nogo universy`tetu bioresursiv i pry`rodokory`stuvannya Ukrainy`. Seriya: texnika ta energety`ka APK. – K., – Vy`p. 196, ch. 3. – 182–189.
- 17. By`stryj O. M. 2016.** Dopusty`me i grany`chne znoshennya detalej zernozby`ral'ny`x kombajniv / O. M. By`stryj, I. L. Rogovs'kyj // Zbirny`k tez dopovidej XI Mizhnarodnoyi naukovy`praky`chnoyi konferenciyi «Obuxivs`ki chy`tannya» (1 bereznya) / Nacional'ny`j universy`tet bioresursiv i pry`rodokory`stuvannya Ukrainy`. – K. – 71–73.
- 18. By`stryj O. M. 2016.** Anality`chnist` tekhnichnogo kontrolyu bezvidmovnosti zernozby`ral'nogo kombajna / O. M. By`stryj, I. L. Rogovs'kyj // Zbirny`k tez dopovidej XII Mizhnarodnoyi naukovoyi konferenciyi «Racional'ne vy`kory`stannya energiyi v texnici» (17–20 travnya) / Nacional'ny`j universy`tet bioresursiv i pry`rodokory`stuvannya Ukrainy`. – K. – 73–77.
- 19. Aleksandr Bystryj. 2013.** Opredeleny`e racy`onal'nogo koly`chestva texny`cheskogo kontrolya mexany`zmov zernouborochnogo kombajna / Aleksandr Bystryj, Y`van Rogovs'kyj // Motrol: Motorization and power industry in agriculture. – Tom 15, #3. – 313–319.
- 20. Aleksandr Bystryj. 2014.** Analy`ty`chesky`e modely` ekspluatatsiy`omno–texnologiy`cheskoj bezotkaznosti` zernouborochny`x kombajnov / Aleksandr Bystryj, Y`van Rogovs'kyj // Motrol: Motorization and power industry in agriculture. – Tom 16, #3. – 332–338.

**UNIVERSAL CONTROL UNIT
PARAMETERS OF TECHNICAL
CONDITION OF SUSPENSION SYSTEM
OF COMBINE HARVESTER**

Summary. In paper the results of research universal approach to control of technical parameters of driving system of combine harvester. Developed a method of analytical research of the effect of inelastic resistance in the chassis on the amplitude-frequency characteristic fluctuations of the non-sprung mass of the harvester and support diagnostic platform of the stand at

steady state. The calculation of the oscillation parameters is implemented in the application software product.

Vibrations in the system "running stand" on the example of a combine harvester and stand type "Tech-Test". Of the show-but that due to the dynamic effects of the masses of the wheel suspension and the test mass reference platform bench movements at a frequency corresponding to "resonance" wheels are the smaller, the smaller the inelastic resistance in the chassis. At the same time, the wheel is practically unchanged.

The dynamic interaction of mass co-forest test drive and mass of the dynamic platform of the stand in the conditions of the transient oscillation and combined with the phase shift of the oscillation distorts the picture of resonances in the system "running stand" and does not provide a traceable accurate assessment of inelastic resistance in the chassis with hydraulic stabilizer.

The methodology of diagnostic research of the stand "Tech-Test" must be supplemented by the research of the influence of the scan parameters b TEM "running stand": the values of the unsprung masses, friction in bends (width of a reference platform) and the recording device stand, stiffness of bends, intensity, frequency and the phase shift of the oscillations (the slow rotation of the flywheel).

It is possible to obtain more information about the specifics of the diagnostics of undercarriage systems of combine harvester.

Key words: universality, block, control, option, technical condition, suspension system, combine harvester.

ОТНОСИТЕЛЬНО ПОЛЕМИКИ ПО СТРАТЕГИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ В ОБЕСПЕЧЕНИИ УБОРКИ ХЛЕБОВ В УКРАИНЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫМИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫМИ КОМБАЙНАМИ

Наталия Матухно¹, Виктор Недовесов²

¹*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: lovvs@ukr.net*

²*Национальный научный центр
«Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»
Ул. Вокзальная, 11, пгт. Глеваха-1, Васильковский район, Киевская область, Украина.
E-mail: nnc-imesg@ukr.net*

Natalia, Matukhno¹, Victor Nyedovysov²

¹*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: lovvs@ukr.net*

²*National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture"
Str. Vokzalna, 11, Glevaha 1, Vasylkiv district, Kyiv region, Ukraine.
E-mail: nnc-imesg@ukr.net*

Аннотация. Рассмотрены состояние и основные проблемы в уборке хлеба и предложены для отечественного комбайностроения основные конструктивно–технологические характеристики базовых моделей перспективных зерноуборочных комбайнов малой, средней, высокой и сверхвысокой производительности с пропускными способностями соответственно: 1,5–3 кг/с, 3–6 кг/с, 6–15 кг/с, 15–25 кг/с технологического материала.

Любому машиностроительному заводу экономически целесообразно изготавливать четыре базовые модели зерноуборочных комбайнов с пропускными способностями: 1,5–3 кг/с, 3–6 кг/с и 15–25 кг/с технологического материала и с параметрами, приведенными в таблице. Основная из них модель с пропускной способностью 6–15 кг/с, общая технологическая потребность в ней Украины – 115 тыс. единиц.

Сельскохозяйственное производство Украины должен ежегодно большие убытки, связанные с несвоевременным сбором урожая, вызванным нехваткой зерноуборочных комбайнов, и многими недостатками конструкций этих машин и способов уборки урожая. Причем,

использование комбайнов зарубежного производства не решает ни одного противоречия упомянутой проблемы.

Проблема улучшения качества, экономичности и экологичности комбайновой уборки была и остается во всем мире нерешенной и самой сложной.

Ключевые слова: полемика, стратегия, уборка хлебов, зерноуборочный комбайн.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Характерным в производстве зерна является то, что сбор урожая зерновых культур остается наиболее затратной технологической операцией в процессе выращивания зерна в любой стране, а с учетом сбора незерновой части урожая затраты средств, труда и энергии в два и более раз превышают затраты на выполнение всех других операций, связанных с производством зерна [1]. И это еще не все.

Производство зерна во всем мире стало не только дорогим, но и принципиально порочным, потому что базируется, главным образом на чрезмерном использовании ограниченных природных ресурсов (черного и цветных металлов, энергоносителей и смазочных и масляных материалов нефтяного происхождения, газового

энергоснабжителя, угля, химических веществ, гумуса почвы, минеральных удобрений, пресной воды, полимеров, каучука и красок, ядохимикатов, производство которых не только расходное, но и опасно для здоровья людей, трудовых ресурсов и тому подобное) [2]. Вместе с этим почти в каждой государству зерно считают стратегической пищевой сырьем, с которой связаны производство основных продуктов питания людей и экономика сельского хозяйства и пищевой промышленности [3]. Такое противоречие в производстве продовольствия является признаком новой общемировой проблемы человечества, потому что потребность в зерне неуклонно растет [4].

Во всем мире доминирующей технологией уборки урожая зерновых, кукурузы, подсолнечника, семенников трав и им подобных культур является комбайновая. Все варианты технологий комбайновой уборки зерновых отличаются только способами сбора соломы и разнообразием конструкций комбайнов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Принципиально комбайновой есть и технология с обчесывания зерна на корню. Она воспринимается не альтернативой относительно традиционного комбайнирования хлебов, а как возможным вариантом при определенных условиях уборки зерновых культур [5].

В поисках путей улучшения экономичности производства зерна изобретено десятки альтернативных способов, основные из которых проверены во многих странах мира (Украина, Казахстан, Чехия, Швеция, Финляндия, Германия, Австралия, Россия). Альтернативные технологии и технические средства некомбайновой уборки зерновых культур (“трехфазная”, “невейная”, “казахский” с обмолотом из стогов на краю поля, “рулонно-паковые” и много других с обработкой всего или части технологического материала на стационаре, в т.ч. с до сушкой его до обработки) не выдержали конкуренции с современными

технологиями комбайнового обмолота урожая зерновых и им подобных культур. Поиск альтернативных технологий почти прекратился, но к ним будут возвращаться, по крайней мере, потому, что не все известные из них достаточно проверенные в производстве, например «ленточная» и другие [6]. Могут появиться и новые изобретения и механико-технологические основы для реализации альтернативных технологий уборки хлебов [7].

Однако в перспективе, по крайней мере до 2030 г., можно считать, что традиционная комбайновая технология самая простая и принципиально самая прогрессивная из известных, так как позволяет получать на поле продукт (хлеб), удобный в транспортировке и послеуборочной обработке [8].

Поэтому специалисты всех комбайностроительных фирм мира, агротехнической науки и соответствующих конструкторских организаций стремятся совершенствовать зерноуборочные комбайны [9]. Почти каждые 2 года фирмы выставляют на продажу новые модели этих машин [10].

По пропускной способности молотилок зарубежные фирмы производят комбайны широкого диапазона классов (от 1 кг/с до 15 кг/с), но в пределах одного семейства, что имеет одну унифицированную (базовую) молотилку [11]. Ряд фирм изготавливают две модели комбайнов. Это позитивное положение в комбайностроительстве учтены и усиленно при разработке характеристических моделей отечественных зерноуборочных комбайнов, потому что это повышает уровень унификации комбайнов в пределах одного семейства, что экономически оправдано [12, 13].

Изложенное не означает, что комбайновые технологии не имеют существенных недостатков [14, 15]. Традиционным комбайновой уборке хлебов присущи такие пороки, которые уже сегодня вызывают у земледельцев беспокойство и дальше приобретают непереносимости [16].

Одним из основных недостатков традиционных комбайновых технологий уборки зерновых культур является то, что обмолот и вывоз урожая с поля может

ОТНОСИТЕЛЬНО ПОЛЕМИКИ ПО СТРАТЕГИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ В ОБЕСПЕЧЕНИИ УБОРКИ ХЛЕБОВ В УКРАИНЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫМИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫМИ КОМБАЙНАМИ

начинаться не в период максимального количества и лучшего качества зерна, а только тогда когда пройдет 5–10 дней после максимума накопления сухого вещества в зерне при сравнительно низкой (14–18%) влажности технологической массы, когда закончится жизненная деятельность растений, то есть в период без защищенности урожая от вредного воздействия внешней среды (солнечной радиации, дождей, в том числе кислотных, града, туманов, ветра, переменных температур и влажности воздуха, вредителей, болезней, сорняков, и тому подобное) [17]. Влияние этих факторов снижает урожай и его качество еще до обмолота, начиная с середины стадии восковой спелости зерна и продолжается в реальных условиях 10–25 дней в период уборки урожая [18]. Каждый день задержки с обмолотом зерна приводит к значительным потерям (0,5–1,5%) даже при нормальных условиях жатвы, а при неблагоприятных – потери зерна и ухудшение его качества могут быть катастрофическими [19, 20]. Поэтому своевременное сбора урожая (на протяжении двух-трех дней после достижения спелости и технологически благоприятной влажности) имеет решающее значение для сбора высококачественного зерна и уменьшение его потерь и, как следствие, прибыли от его реализации [21]. Не зря высокое качество зерна считают соразмерным по цене с ценой имеющегося урожая, то есть вторым урожаем [22].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы заключается в установлении основных закономерностей относительно полемики по стратегии технической политики в обеспечении уборки хлебов в Украине отечественными зерноуборочными комбайнами.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В зарубежной практике Западной Европы достигают этого за счет небольшого (60–80 га) сезонной нагрузки на зерноуборочный комбайн. Причем, большим спросом

пользуются комбайны повышенной производительности (13–18 т зерна и более за час). Много и других проблем, присущих комбайновому сбору, проявляющиеся, например, в таких противоречиях.

Во-первых, повышение технического уровня комбайнов увеличивает его себестоимость (и цену), что в свою очередь увеличивает стоимость сбора урожая, то есть высокий технический уровень комбайна не совместим с дешевым обмолотом зерна.

Во-вторых, при своевременном (в лучшие агростроки) обмолоте зерна в хозяйстве срок использования дорогих комбайнов резко сокращается, особенно высокопроизводительных комбайнов, что также повышает себестоимость уборочных работ.

Третье противоречие заключается в том, что разбрасывание незерновой части урожая по полю, а также валковая и валково-прессовая технологии уборки соломы являются наихудшими с точки зрения агротехники земледелия и экономики, но в зарубежной практике широко используется и, к сожалению, распространяются в Украине. Много и других проблем, связанных с переуплотнение почвы уборочными машинами, с потерями (до 5% и более) и повреждением зерна, как живой материи, к 45–75% и более с учетом микроповреждений, с загрязнением полей семенами сорняков и репродуктивными органами болезней растений, с загрязнением окружающей среды не только при эксплуатации комбайнов, но и при их изготовлении. В этом аспекте зерноуборочный комбайн экологически грязная из всех сельхозмашин.

Четвертое, современное состояние развития конструкций комбайнов чрезвычайно высок во всем мире, но и он не позволяет в перспективе (по крайней мере в следующие 15–17 лет) улучшить экономичность производства зерна и уборки незерновой части урожая, потому что известны возможности этого практически исчерпаны. Появление новых высокопроизводительных зарубежных комбайнов, например “Мега”, “Лексион”, “Медион”, “Орион”, “Массей Фергюсон”,

“Джон Дир”, “Лаверда”, “Акрос”, “Аркус”, “Тукано” и других с высоким техническим уровнем не улучшают, а наоборот ухудшают не только экономичность уборки зерновых, но и культуру земледелия, снизилась за последние годы до катастрофического уровня. Не улучшается качество уборки хлебов. Разрешенные агроусловиями потери зерна за молотилкой (1,5 %) остаются неизменными более 50 лет, хотя технический уровень их неизмеримо вырос, а цена комбайнов увеличилось более чем на порядок.

При сравнительно высоком техническом уровне современных зерноуборочных комбайнов в вопросах производительности, удобства эксплуатации, надежности в работе, комфорта условий и безопасности труда оператора, удельного энергонасыщенности технологического процесса, адаптации к уборке различных культур, уровень потерь и повреждения зерна остаются неизменными и неудовлетворительными.

Это свидетельствует о долгосрочный застой в позитивном развитии технологических процессов и рабочих органов современных зерноуборочных комбайнов любых фирм и принципиальных схем молотильно-сепарирующих устройств (классическим, аксиально-роторным и их комбинаций).

В погоне за сбытом зерноуборочных комбайнов их насыщают многими “украшениями” малоэффективными и нецелесообразными, включая чрезмерно роскошный интерьер и усложненный дизайн, возможность получения технологической карты и картография поля с помощью бортового компьютера и приемника, который взаимодействует с компьютером искусственных спутников земли. Вместо решения вопросов повышения качества работы комбайна, уменьшения негативного воздействия на почву и окружающую среду, а также уменьшения его себестоимости, повышение уровня универсализации и унификации, конструкторы увлекаются десятками контролирующих и информирующих приборов, тогда как комбайны не защищены от разрушения сторонними предметами, которые попадают в его молотильно-сепарирующее устройства.

Не автоматизируются регулирования молотилки комбайна на минимум удельных затрат энергии на намолот зерна, на минимум потерь урожая в условиях непрерывно изменяются.

Итак, обобщая изложенное, можно утверждать, что “Проблема улучшения качества, экономичности и экологичности комбайновой уборки хлебов” была и остается во всем мире нерешенной и самой сложной.

Украина – одна из не многих (в десятке) стран мира, способных производить свыше 1000 кг зерна на одного человека населения и быть одним из основных его поставщиков в мире наряду с США, Канадой, Австралией, Францией, Румынией и другими государствами. Это важнее из аргументов в обосновании необходимости иметь полную техническую независимость Украины от конкурентов на мировом рынке зерна, спрос на которое постоянно растет. Это и решающее условие производства дешевого хлеба в государстве и основа ее продовольственной безопасности.

Вместе с этим мизерный и убогий до невыносимости имеющийся парк зерноуборочных комбайнов страны включает почти изношенные и морально устаревшие машины, количество которых около 45 тыс. единиц при технологической потребности 150 тыс. единиц разных классов пропускной способности (от 1,5 кг/с до 25 кг/с).

Часть комбайнов, которые еще не отработали амортизационного срока эксплуатации уменьшилась до 18-20 тыс. единиц. Это составляет лишь 12-13% от технологической потребности в этих машинах. Ежегодное списание комбайнов в Украине в несколько раз превышает их поставки в сельхозпроизводство. Нехватка комбайнов заставляет повышать сезонная нагрузка на одну машину, которое в полесье превышает 220 га, в лесостепи достигает 300 га, а в степной зоне выхода за пределы 400 га. Это делает невозможным своевременное уборки хлебов.

При таком техническом обеспечении уборки зерновых культур, когда почти нет амортизационных отчислений от уборочной техники, преимущественно произведенной в

ОТНОСИТЕЛЬНО ПОЛЕМИКИ ПО СТРАТЕГИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ В ОБЕСПЕЧЕНИИ УБОРКИ ХЛЕБОВ В УКРАИНЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫМИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫМИ КОМБАЙНАМИ

советское время, себестоимость зерна сравнительно мала. Если же парк комбайнов будет пополняться современными дорогими машинами иностранного производства, себестоимость зерна увеличится в несколько раз. Вместе с этим увеличатся цены на все продовольственные продукты, связанные с использованием зерна, что может привести к социальному потрясению.

Нехватка уборочной техники и эксплуатация почти изношенных морально и физически устаревших машин приводит в Украине к многим недостаткам экономического и экологического аспектов. Несвоевременный сбор урожая сейчас приводит не только к потерям около 8 млн. тонн зерна, стоимость которого превышает стоимость 7-10 тыс. зерноуборочных комбайнов классов 6-9 кг/с. При этом неуклонно ухудшается качество зерна и, как следствие, существенно уменьшается прибыль от его реализации. Чрезмерно распространяются вредители, болезни растений и сорняки, борьба с которыми стала сложной национальной проблемой, многозатратной в ее решении и экологически опасной. Обмолот засоренных хлебов выполняется с потерями урожая в 3-5 раз больше разрешенных исходными требованиями на комбайны. Задержка уборки хлебов приводит к большим потерям продуктивной влаги, особенно на юге Украины, что уменьшает урожай в следующем году. Слишком обезвоженная поверхность поля хуже и труднее обрабатывается, что также имеет негативные последствия в развитии растений, затратах энергии (больше на 20-30%) и износа рабочих органов почвообрабатывающих машин и тракторов. Вот почему в странах западной Европы сезонная нагрузка комбайна на уборке ранних зерновых составляет 60-75 га, что до минимума сокращает сроки уборки и избавляет хозяев от упомянутых выше негативных последствий несвоевременного обмолота хлебов. Это также уменьшает негативное влияние непогоды в период уборки зерновых культур. Образно говоря, при такой нагрузке на комбайн, технология обмолота урожая становится всепогодной, ибо всегда найдутся

кратковременные "окна" в погоде для уборки.

Технологически необходимое количество зерноуборочных комбайнов (всего по разным классам) 150 тыс. единиц, их основные параметры, типаж и структура парка подробно представлены нами в публикациях [1-5].

Учитывая сегодняшнюю необходимость ежегодной закупки 14-16 тыс. комбайнов с целью формирования за следующие 15 лет технологически необходимого количества их для своевременной уборки хлебов, нужно отдавать ежегодно до 29 млн. тонн зерна (за рентабельностью его производства – 30%) даже при сравнительно дешевых российских комбайнах, а за другие, из западной Европы и США – почти весь годовой урожай зерна. При этом не учтена оплата технического сервиса. Это же ежегодное и пожизненно убыточное возмещение чужеземцам прибыли от использования половины пахотной земли Украины и содействие высокому уровню безработицы в Украине. Поэтому уборку зерновых культур, на которое приходится почти половина затрат, связанных с производством зерна, выгоднее с любой точки зрения делать отечественной техникой. Можно даже утверждать что альтернативы отечественному производству зерноуборочных комбайнов нет.

Однако в этом вопросе должна быть устойчива техническая политика комбайностроительной области. Именно поэтому в 1993 году по инициативе ННЦ «ИМЭСХ», была разработана совместно с ГП КБ «Южное» и другими учреждениями и производственными предприятиями государственная «Целевая подпрограмма создания и организации производства в Украине комплекса машин и оборудования для уборки, послеуборочной доработки и хранения зерна и незерновой части урожая».

Согласно с этой программой и научным сопровождением ННЦ «ИМЭСХ» стартовало возрождение комбайностроительной отрасли в Украине, в которую вошли ПО «Херсонский комбайновый завод», концерн «АвтоШТАМП» (г. Александрия), «Южный машиностроительный завод» (г. Павлоград),

завод им. Малышева (м. Харьков), АТЕК (г. Киев), «Лозовский машиностроительный завод. Вяло, но началось производство отечественных комбайнов КЗС-9 «Славутич» и «Лан» (г. Александрия).

Для ускорения создания и организации производства отечественных зерноуборочных комбайнов Кабинет министров постановлением от 17 мая 1996 г. № 538 постановил: «Определить ГКБ «Южное (г. Днепропетровск) главным разработчиком зерноуборочных комбайнов, ОАО «Херсонские комбайны» (г. Херсон) – главным изготовителем зерноуборочных комбайнов (по согласию).

Функции научного сопровождения работ по созданию зерноуборочных комбайнов положить на Украинский институт механизации и электрификации сельского хозяйства (пгт. Глеваха, Киевской области)».

Впоследствии началось совместное с Польшей производство комбайнов «Обрий» (г. Харьков), с Россией – комбайнов «Енисей» (г. Лозовая) и «Дон-Лан» (Александрия), с Германией – комбайнам Мега 204 – «Днепр» (г. Павлоград), с Белоруссией комбайнов «Полесье» (г. Белая Церковь).

Начало производства отечественных зерноуборочных комбайнов стало общественным событием не только в Украине, но и за ее пределами, потому что Украина стала комбайностроительным государством рядом с Германией, Италией, США и другими производителями этих машин.

Это, как известно, положительно отразилось на ценах зарубежных зерноуборочных комбайнов, что предлагают и поставляют в Украину. Они существенно уменьшились (на 15-25%).

С появлением причастности Украины к мирового комбайностроения встали неотложные задачи по формированию новой технической политики в уборке хлебов. В частности необходимо определить, какие множества комбайнов по их типам, классам и количеству необходимо иметь в Украине и что главное следует делать для уменьшения их стоимости, как важного показателя конкурентной способности и возможности покупки потребителями? По этому вопросу

авторы неоднократно высказывали свою точку зрения [1-5]. В развитие этой точки зрения считаем целесообразным изложить следующее, полезное на наш взгляд для комбайностроительных предприятий, а также для соответствующих проектных организаций и в общем для проработки технической политики по вопросам технического обеспечения производства дешевого зерна в Украине.

Природно-производственные условия производства зерна в Украине настолько разнообразны и изменчивы не только по годам, но и в течение одного уборочного сезона, что могут высокоэффективно применяться зерноуборочные комбайны любого типа и любой пропускной способности в пределах от 1 кг/с до 30 кг/сек.

Однако это не означает что комбайностроительные заводы должны производить, скажем 30 моделей комбайнов которые отличаются друг от друга перекадиной пропускной способности в 1 кг/сек.

Мировой опыт показывает, что почти все комбайностроительные фирмы имеют одну базовую модель молотилки комбайна (без изменений ее параметров) чаще на два класса пропускной способности, которые отличаются пропускной способностью на 2–3 кг/с, а по конструкции только мощностью двигателя и шириной захвата жатки (хедера). Это уменьшает количество базовых моделей зерноуборочных комбайнов, что производит завод.

Обобщение этого опыта и учитывая наработки НИЦ «ИМЭСХ» и ГКБ «Южное» можно предлагать для каждого комбайностроительного завода Украины не больше четырех базовых моделей молотилок и соответственно зерноуборочных комбайнов малой (1,5–3 кг/с), средней (3–6 кг/с), высокой (6–15 кг/с) и высокой (15–25 кг/с) пропускной способности, то есть за обработкой массы технологического материала в секунду (табл. 1).

Это означает, например, что молотилка будет полностью унифицирована (сто процентов) для комбайнов классов 6 кг/с, 9 кг/с, 12 кг/с и 15 кг/сек.

**ОТНОСИТЕЛЬНО ПОЛЕМИКИ ПО СТРАТЕГИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ
В ОБЕСПЕЧЕНИИ УБОРКИ ХЛЕБОВ В УКРАИНЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫМИ
ЗЕРНОУБОРОЧНЫМИ КОМБАЙНАМИ**

Таблица 1. Показатели характеристик базовых моделей зерноуборочных комбайнов на перспективу до 2030 г. (производительность, типы, адаптеры, параметры, потребность, нагрузка)

Table 1. Performance characteristics of basic models of combine harvesters on the horizon to 2030 (capacity, types, adapters, parameters, need, load)

Производительность, при потерях зерна молотилкой: 1,5 % 1,0 %	1,5–3 1,5	3–6 1,5–3	6–15 3–9	15–25 9–15
1. Молотилка многобарабанная тангенциального типа с очисткой зерна, измельчителем соломы и возможностью адаптации к условиям и технологиям уборки хлебов				
2. Обеспечения (по заказу) мобильности	СХ, Н, П	СХ	СХ	СХ
3. Ходовая часть мобильной молотилки	кол.	кол., гус.	кол., гус.	кол., гус.
4. Обеспечения (по заказу) функциональными устройствами (адаптерами)	ПВ, К, С, НТ, ПС, УВ, ХС, КН	ПВ, К, С, НТ, ВХ, ПС, УВ, НС, РС, УТ, КС, ХС, МР, РИС, ПК, КН	ПВ, К, С, НТ, ВХ, ПС, УВ, НС, РС, КС, ХС, ПК, РИС, КН	ПВ, К, С, НТ, ВХ, ПС, УВ, НС, РС, КС, ХС, ПК, РИС, КН
5. Параметры:				
5.1. Мощность двигателя, кВт	15–80	130–150	180–260	260–300
5.2. Масса, основная комплектация, тон	4,3–4,5	10,0–12,5	13,5–15,5	15,5–18,0
5.3. Захват хедера (по заказу), м	3,0, 4,5	5, 6	7, 8, 10	8, 10
5.4. Объем бункера, м ³	3,0	6–7	7–8	7–8
5.5. Скорость движения, км/ч	0–25	0–40	0–40	0–40
5.6. Транспортная ширина, м	2,5	2,5	2,5	2,5
5.7. Дуга подбарабанья, град.	130–140	130–140	130–140	130–140
5.8. Площадь решет очистки (общая), м ² :	2,6–3,0	5,5–5,8	5,5–5,8	6,0–6,5
верхнего решета	1,4–1,7	3,0–3,2	3,0–3,2	3,2–3,5
нижнего решета	1,2–1,3	2,5–2,6	2,5–2,6	2,8–3,0
5.9. Ширина молотарки, м	1,2–1,3	1,5–2,0	1,5–2,0	1,8–2,0
5.10. Скорость ножа хедера (средняя), м/с	2,0–2,5	2,0–2,5	2,0–2,5	2,0–2,5
5.11. Энергоемкость, кВт/кг/с	24–25	22–25	15–17	14–15
6. Потребность в 2020 г., тыс. ед.	15	17	115	3

СОКРАЩЕНИЕ:

кол. – колесный, гус. – гусеничный и полугусеничный, СХ – самоходный, ХС – хедер для сои, Н – навесной, П – прицепной, ПВ – подборщик валков,	МР – модель кастровое, К – кукурузоуборочный, РС – стол рапсовый, С – подсонухоуборочный, НТ – уборки семенников трав, РИС – модель рисоуборочная,	ПС – измельчитель соломы, УВ – создатель валков, НС – погрузчик соломы, УТ – создатель тюков соломы, КН – копнитель навесной, ПК – прицеп-копнитель, ВХ – тележка для хедера.
---	---	---

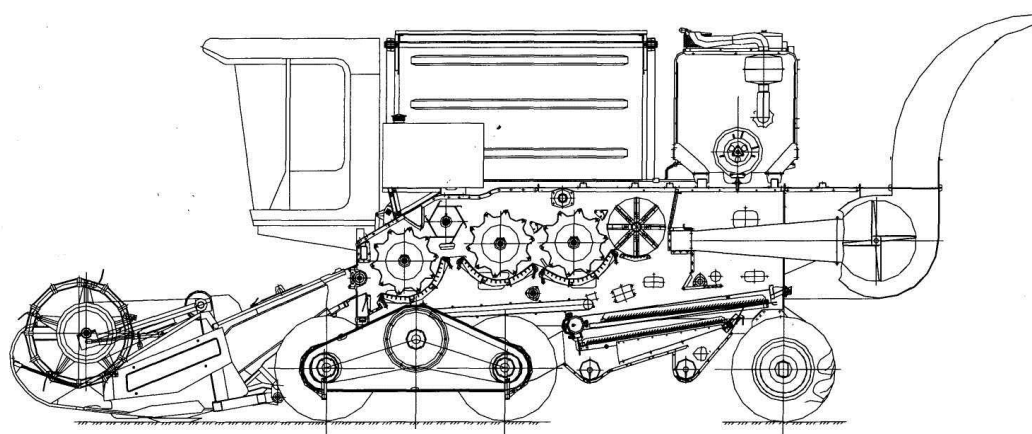


Рис. 1. Схема базовой концепт-модели зерноуборочных комбайнов “Славутич”
Fig. 1. Scheme of the basic concept model of grain harvesters “Slavutich”

Комбайны в пределах этой пропускной способности будут отличаться шириной захвата жатки, мощностью двигателя и потерями за молотилкой в соответствии 0,6–0,8%, 0,9–1%, 1,2–1,3% и 1,5%.

Характеристические модели (основные характеристики базовых моделей) имеют следующие конструктивные особенности, определять комбайностроения Украины.

1. Безклавишные молотильно-сепараторные устройства тангенциального типа (рис. 1) с тремя барабанами закрытого типа (герметично пустотелыми), разогнутыми на входе и на выходе тангенциально-цилиндрическиподобными поверхностями подбарабанов, и безвариаторными двух- или трехрежимными приводами барабанов.

Это уменьшает себестоимость изготовления комбайна, способствует щадящее действия на зерно, повышает производительность молотилки и устойчивости технологического процесса, позволяет избежать разбалансировки молотильных барабанов, связано с разным весом пыли, которая налипает на подбичники или бичи барабана, и тому подобное. Такие комбайны будут достойной заменой зерноуборочных комбайнов с классической и аксиальной молотилками.

2. Тонкослойное питания очистки зерна и уравновешенная шатунорешетчатая очистка, что способствует повышению интенсивности сепарации мелкого вороха, упрощает ее конструкцию и позволяет избежать

динамической разбалансированности подвижных составляющих очистки. Потери зерна за очисткой будут сведены к их следов, а в целом за молотилкой они уменьшатся вдвое.

3. Выгрузка зерна из бункера по принципу “самосвал” (рис. 2) путем истечения его под действием земного притяжения, что способствует уменьшению повреждения зерна, упрощает конструкцию и на порядок увеличивает производительность выгрузки зерна. Последнее увеличивает коэффициент использования рабочего времени на 8-10% и, соответственно сменную производительность комбайна.

4. Кареточный (балансирный) мост передних колес ходовой системы комбайна (см. рис. 1), что способствует уменьшению удельного давления на грунт, уменьшению амплитуды колебаний комбайна, улучшает условия эксплуатации машины и монтажно-демонтажных работ.

5. Контактующая с грунтом рабочая поверхность колес (шин) цилиндрической, что существенно уменьшит сопротивление качению колес, давление на грунт и износ протекторов шин по сравнению с шинами, имеющими аркоподобную форму поясничного их сечения в современных комбайнов.

6. Ширина комбайна в транспортном положении 2500 мм, что соответствует международным требованиям к машин, движущихся на автомобильных дорогах.



Рис. 2. Зерноуборочный комбайн с бункером-самосвалом
Fig. 2. Combine harvester with tank-truck

Причем, максимальное значение регулируемой колеи ходовой системы в рабочем положении увеличивается до 3000 мм.

7. Автоматизированная остановка жатки и наклонной камеры при попадании в них посторонних предметов, которые могут разрушить рабочие органы молотилки.

8. Утилизация избыточной тепловой энергии от двигателя комбайна, например, подогрева воды бытового назначения. Это повысит эффективность использования топлива.

9. Адаптация зерноуборочного комбайна к уборке всех зерновых и им подобных культур, а также по заказу уборки незерновой части урожая (НЧУ) за основным схемат: измельчение и загрузка в быстроразгрузочную тележку, формирование крупных до 2,5 т копен (стогов), что можно вывозить с поля самозагружающимися стоговозами, формирование валков НЧУ, разбрасывания НЧУ.

10. Унификация составных зерноуборочных комбайнов (кабин, двигателей, элементов ходовой системы и т.п.) с составляющими тракторов, что позволит существенно уменьшить себестоимость изготовления как комбайнов, так и тракторов и, как следствие, улучшить экономичность уборки хлебов. Это позволит отказаться от специализированных

комбайностроительных и специализированных тракторостроительных заводов и производить, так как комбайны и тракторы на машиностроительном заводе.

11. Адаптивность зерноуборочного комбайна к использованию незерновой части урожая в качестве энергоносителя. Зерноуборочный комбайн – это уникальная сельскохозяйственная машина, которая при работе пропускает сквозь себя легковоспламеняющийся материал (незерновую часть), что по теплотворной способности превышает в несколько раз теплотворную способность потребляемого двигателем топлива нефтяного происхождения. Поэтому использование незерновой части урожая в качестве энергоносителя для энергоустановки комбайна, будет высокоэффективным, например, с помощью потоковой газогенерации соломы.

12. Система частичного обезвреживания выхлопных газов двигателя комбайна, и утилизация продуктов сгорания топлива.

13. Система автоматизированного настройки комбайна на заданный уровень потерь зерна и экономически целесообразный уровень затрат горючего на 1 га или на 1 т намолоченного зерна.

14. Система дистанционного управления направлением движения и режимом работы комбайна, автоматическая остановка

комбайна при отсутствии управляющих действий на протяжении 10 секунд.

Упомянутые характеристики базовых моделей предусматривают не только показатели потребностей сегодняшнего дня, они указывают направления совершенствования и развития зерноуборочных комбайнов.

ВЫВОДЫ

1. Любому машиностроительному заводу экономически целесообразно изготавливать четыре базовые модели зерноуборочных комбайнов с пропускными способностями: 1,5–3 кг/с, 3–6 кг/с и 15–25 кг/с технологического материала и с параметрами, приведенными в таблице. Основная из них модель с пропускной способностью 6–15 кг/с, общая технологическая потребность в ней Украины – 115 тыс. единиц.

2. Сельскохозяйственное производство Украины должен ежегодно большие убытки, связанные с несвоевременным сбором урожая, вызванным нехваткой зерноуборочных комбайнов, и многими недостатками конструкций этих машин и способов уборки урожая. Причем, использование комбайнов зарубежного производства не решает ни одного противоречия упомянутой проблемы.

3. Проблема улучшения качества, экономичности и экологичности комбайновой уборки была и остается во всем мире нерешенной и самой сложной.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Nyedovyessov V.I., My`ky`tenko M.R., Shy`dlovs`ky`j O.Yu. 1997. Tendenciya kombajnobuduvannya, proty`richchya ta aktual`ni zavdannya v mexanizaciyi zby`rannya zernovy`x kul`tur. / *Texnichny`j progres u sil`s`kogospodars`komu vy`robnny`czvti. Materialy` Mizhnarodnoyi naukovo-texnichnoyi konferenciyi 3–5 ly`stopada. Glevaxa.*

2. Nyedovyessov V.I., My`ky`tenko M.R., Shy`dlovs`ky`j O.Yu. 1997. Shhodo osnovny`x polozhen` formuvannya parku zernozby`ral`ny`x kombajniv Ukrainy`. / *Texnichny`j progres u sil`s`kogospodars`komu vy`robnny`czvti. Materialy` Mizhnarodnoyi*

naukovo-texnichnoyi konferenciyi 3–5 ly`stopada. Glevaxa.

3. Nyedovyessov V.I., My`ky`tenko M.R., Bondar M.A. 1997. Shhodo polemiky` z py`tan` kombajnovogo zby`rannya xlibiv v Ukraini. / *Texnichny`j progres u sil`s`kogospodars`komu vy`robnny`czvti. Materialy` Mizhnarodnoyi naukovo-texnichnoyi konferenciyi 3–5 ly`stopada. Glevaxa.*

4. Nyedovyessov V.I., Matuxno N.V. 1997. Shhodo py`tannya poshkozhen`ny` zerna zernozby`ral`ny`my` kombajnamy`. / *Texnichny`j progres u sil`s`kogospodars`komu vy`robnny`czvti. Materialy` Mizhnarodnoyi naukovo-texnichnoyi konferenciyi 3–5 ly`stopada, Glevaxa.*

5. Nyedovyessov V.I., Bondar M.A., Yakovlyev V.M. 2003. Shhodo koncepciyi stvorennya v Ukraini zernozby`ral`ny`x kombajniv novogo pokolinnya. Zbirny`k dokladiv zasidannya mizhnarodnoyi konferenciyi “Perspekty`vni texnologiyi zby`rannya zernovy`x kul`tur, ry`s u ta nasinnya trav”. / *Tavrijs`ka derzhavna agrotexnichna akademiya. Melitopol`. 20.*

6. Nedovesov V.Y. 2009. Mexany`ko-texnologiy`chesky`e osnovy lentochny`x nakopy`telej xlebostebe`l`noj massy/ Mexany`zacy`ya y` elektry`fy`kacy`ya socy`aly`sty`cheskogo s.x. proy`zvodstva. # 8.

7. Bondar V.S. 2009. Yak minimizuvaty` vy`traty` na vy`roshhuvannya czukrovy`x buryakiv v umovax finansovoyi kryzy / V. S. Bodnar // *Czukrovi buryaky`. – № 1 (67). – 3–5.*

8. Buslenko N.P. 1978. Modelirovanie slozhny`x sistem / N. P. Buslenko. – M.: Nauka. – 351.

9. Gershgorin A.S. 1961. Elementy` teorii veroyatnostey i matematicheskoy statistiki / A. S. Gershgorin // *Uchebnoe posobie Lvov. – 254.*

10. Druzhinin V. V. 1985. Sistemotekhnika / V. V. Druzhinin, D. S. Kontrov. – M.: Radio i svyaz. – 200.

11. Kirtbaya Yu.K. 1959. Osnovy` teorii ispolzovaniya mashin v selskom hozyaystve / Yu. K. Kirtbaya. – M.; K.: Mashgiz. – 276.

12. DSTU 4327:2004. 2005. Koreneploidy` czukrovy`x buryakiv dlya promy`slovogo pereroblyannya: – K.: Derzhspozhy`vstandart Ukrainy`. – 181.

ОТНОСИТЕЛЬНО ПОЛЕМИКИ ПО СТРАТЕГИИ ТЕХНИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ
В ОБЕСПЕЧЕНИИ УБОРКИ ХЛЕБОВ В УКРАИНЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫМИ
ЗЕРНОУБОРОЧНЫМИ КОМБАЙНАМИ

- 13. Lyxochvor V.V. 2002.** Rosly`nny`cz-tvo. Teknologiyi vy`roshhuvannya sil`s`kogo-spodars`ky`x kul`tur / V. V. Ly`xochvor. – L`viv: NVF “Ukr. teknologiyi”. – 800.
- 14. Nastavleniya gidrometeorologi-cheskim stantsiyam i postam. 1985.** Vyip. 11: Agrometeorologicheskie nablyudeniya na stantsiyah i postah. Ch. 1: Osnovnyie agrometeorologicheskie nablyudeniya. – L. : Hidrometeoizdat. – 320.
- 15. Naukove zabezpechennya stalogo rozvy`tku sil`s`kogo gospodarstva v Lisostepu Ukrayiny` 2004.** monografiya : v 2 t. / Kabinet Ministriv Ukrayiny`, NAU. – K.: Alfa. – 460.
- 16. Pasechnaya L. D. 1988.** Metodicheskie osnovyi opredeleniya tehničeskogo osnascheniya uborochnyih rabot : avtoref. dis. na soiskanie uchenoy stepeni kand. tehn. nauk / L. D. Pasechnaya. – Krasnodar. – 19.
- 17. Pogorily`j M. L. 2001.** Pidvy`shhennya texnologichnoyi efekty`vnosti buryakoz-by`ral`ny`x mashy`n: avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya kand. texn. nauk : specz. 05.05.11 «Mashy`ny` i zasoby` mexanizaciyi s.g. vy`robnny`cz-tva» / Pogorily`j M.L. – K.: NAU. – 24.
- 18. Sy`dorchuk O. 2002.** Sy`ntez chy`nny`kiv gody`mnoyi produkty`vnosti mashy`nno-traktornogo agregatu / O. Sy`dorchuk, B. Zaxej, V. Spichak, P. Lub // Visn. L`viv. derzh. agrar. un-tu: agroinzhenerni doslidzhennya. – № 6. – 3–8.
- 19. Sidorchuk A. 2013.** V. Soglasovanie sostavlyayuschih tehničeskoy sistemyi obrabotki pochvyi i poseva ozimnyih kultur / A. V. Sidorchuk, P. M. Lub, I. P. Ivasyuk, V. A. Ukrainets // MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin-Rzeszow. – Vol. 15, №4. – 180–186.
- 20. Suchasna vitchy`znyana alternatyvna tekhnologiya zbyrannya czukrovyx buryakiv 2006.** [Elektronny`j resurs] / [Royik M., Gukov P., Mazurenko A., Bondarenko G., Ganzhenko O.] // Propozy`ciya. – Rezhy`m dostupu do zhurnalu : <http://agroua.net>.
- 21. Tymochko V. 2011.** Organizacijno-texnologichni zaxody` energozberezheniya pid chas zby`rannya olijny`x ta zernovy`x kul`tur / Ty`mochko V., Koval`chy`k Yu., Padyuka R. – Motoryzacja i energetyka rolnictwa. MOTPOL. – Lublin. – Vol. 13D. – 22–30.
- 22. Tryguba A.M. 2011.** Procesy upravlinnya integrovany`my` proektamy` agrarnogo vyrobny`cz-tva / A. M. Tryguba, A. O. Sharybura. – Motoryzacja i energetyka rolnictwa. MOTPOL. – Lublin. – Vol. 13D. – 37–42.

**REGARDING DEBATE ON STRATEGY
OF TECHNICAL POLICY IN PROVISION
OF GRAIN HARVESTING IN UKRAINE,
DOMESTIC COMBINE HARVESTERS**

Summary. State and main problems in the harvest and offered for domestic combine-building the main design and technological characteristics of basic models perspective grain harvesters of low, medium, high and ultra-high performance with capability respectively: 1,5–3 kg/s, 3-6 kg/s, 6-15 kg/s, 15-25 kg/s process material.

Any engineering plant is economically feasible to manufacture four basic models of combine harvesters with carrying capacities: 1,5–3 kg/s, 3-6 kg and 15-25 kg/s process material and with the parameters given in the table. The main one model with a capacity of 6-15 kg/s, the overall technological needs of Ukraine – 115 thousand units.

Agricultural production of Ukraine shall annually heavy losses associated with delayed harvest caused by the shortage of combine harvesters, and many of the disadvantages of these machines and methods of harvesting. Moreover, the use of combine harvesters of foreign production does not solve any of the contradictions mentioned problems.

The problem of improving the quality, efficiency and environmental performance of combine harvesting was and still is worldwide unresolved and most difficult.

Key words: controversy, strategy, harvesting, combine harvester.

ПОСТРОЕНИЕ АТ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ОСНОВЕ БАЗЫ ЗНАНИЙ

Александр Надточий, Людмила Титова

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: lyginu@mail.ru*

Alexander Nadtochy, Lyudmila Titova

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: lyginu@mail.ru*

Аннотация. При решении задач управления техническим состоянием машины рассмотрен контур обмена, который вызывает интерес, как источник информации о техническом состоянии внешних признаков отказов. Под внешним признаком отказа понимается критерий отказа элемента объекта, который воспринимается человеком органолептическим без использования внешних средств технического диагностирования.

Приведена методика построения АТ системы на основе элементов базы знаний по диагностированию зерноуборочных комбайнов, основанной на внешних признаках и содержит информацию об отказах гидравлической системы зерноуборочных комбайнов, их причины и методы устранения.

В режиме приобретения знаний инженер вместе с мастером-диагностом формируют базу знаний, добавляя в базу знаний возможные неполадки и причины, которые их вызывают, и весомость каждой причины.

В режиме решения задач с АТ системой общается пользователь, выбирая нужный комбайн и систему, подсистему и, отвечая на подсказки АТ система имеет возможность выявить неполадку, и получить рекомендации по ее решению.

Приведены в статье материалы являются частью базы знаний АТ системы, содержащую информацию об отказах зерноуборочных комбайнов по внешним признакам, причины возникновения неполадок и рекомендации по их устранению, стали основой АТ диагностической системы.

Использование разработанной интеллектуальной совещательной системы позволит управлять техническим состоянием машины и позволяет избавиться от необходимости эвристической обработки больших объемов информации и анализа сложных взаимосвязанных процессов.

Это снижает требования к квалификации оператора, по уровню применения технических средств диагностирования.

Ключевые слова: диагностика, отказ, база знаний, АТ система, гидравлическая система.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Зерноуборочный комбайн (ЗК) – самая сложная мобильная машина, применяется в сельскохозяйственном производстве [1].

Эксплуатация комбайна обеспечивается оператором-комбайнером, который обычно обладает лишь поверхностными знаниями о конструкции строения и технологического процесса работы машины и еще более ограниченными знаниями и навыками управления техническим состоянием (как известно, недостаток и низкий уровень квалификации кадров – одна из самых острых проблем сельскохозяйственного производства) [2]. Это приводит к тому, что чаще всего оператор не в состоянии не только качественно и своевременно провести техническое обслуживание и заявочный ремонт, но даже грамотно описать внешние проявления отказа и сообщить их мастеру-диагносту верно ввести их в АТ систему [3].

Поэтому общение оператора и мастера-диагноста может напоминать диалог врача с

больным: оператор перечисляет «жалобы» на машину, а диагност задает уточняющие вопросы с целью определения внешних признаков неисправности и набора необходимых сведений для дальнейшего диагностирования [4].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Данной указанной выше ситуации можно дать рациональное объяснение [5-9]. Увеличение сложности современных технических и человеко-машинных систем (например, система «оператор-комбайн») привело к тому, что их «поведение» аналогично поведению живых организмов: в ней (системе) трудно разобраться и выявить причинно-следственные связи без глубоких знаний о ее строении и организации всех процессов [10, 11]. Неподготовленный человек может заметить только отклонения (или нарушения) в поведении при условии, что у него сформирован субъективное представление о «нормальном» поведении [12-16]. Отметим, что от количества и качества полученной до начала процесса диагностирования априорной информации зависит эффективность диагностирования и качество диагноза [17].

Ведь, если до начала диагностирования известно, что у машины (на примере ЗК «Дон-1500Б») не включается выгрузки зерна, то проверке будут подвергнуты только подсистемы включения выгрузки электрогидравлики, электронная блокировка (датчики К-13-1) и элементы основной гидросистемы [18], а не вся гидросистема или машина в целом [19].

Поэтому в данной работе рассматривается процесс генерации априорной информации для диагностирования ЗК [20].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для выявления внешних признаков отказов рассмотрим взаимодействие оператора с машиной при эксплуатации по назначению. Для описания этого процесса целесообразно рассматривать ЗК в виде системы, которая взаимодействует с

внешней средой и оператором по цепям обмена, которые содержат «входы» и «выходы».

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

С точки зрения эффективности эксплуатации наибольшую значимость имеет целевая цепь, характеризующая выходной эффект от системы. Однако оценка эффекта от эксплуатации комбайна не входит в круг задач оператора, это, скорее, задача руководителя, агронома, инженера, экономиста.

Оператор же несет ответственность за качество технологического процесса работы машины (и только поэтому качество влияет на выходной эффект от использования машины), поэтому нам следует рассматривать взаимодействие всех контуров процессов.

Рассмотрим контур процессов основной гидросистемы комбайна. Входами (X) в этом случае являются управляющие действия (команды) оператора. Эти входы обуславливают выполнение определенных операций гидросистемой – процессов. Результатами процессов – выходами (Y) есть новые состояния агрегатов и рабочих органов комбайна.

Для осуществления процесса кроме входов необходимо выполнение определенных условий (U). Например, для выполнения всех процессов основной гидросистемой в работоспособном состоянии условием является работающий двигатель, а если рассмотреть процесс опускания жатки, то одновременно с этим условием должно выполняться и следующая – «жатка не находится ли в крайнем нижнем положении». Заметим, что нами рассматриваются только те условия, выполнение которых подвергается привычному восприятию. В противном случае эти условия никак нельзя сравнивать с контуром непосредственного обмена «машина-оператор».

Условия (U) целесообразно разделить на две группы: исключительные и неисключительные. При этом под исключительными будем понимать условия, выполнение которых обязательно для осуществления процесса (в работоспособном и в неработоспособном состоянии).

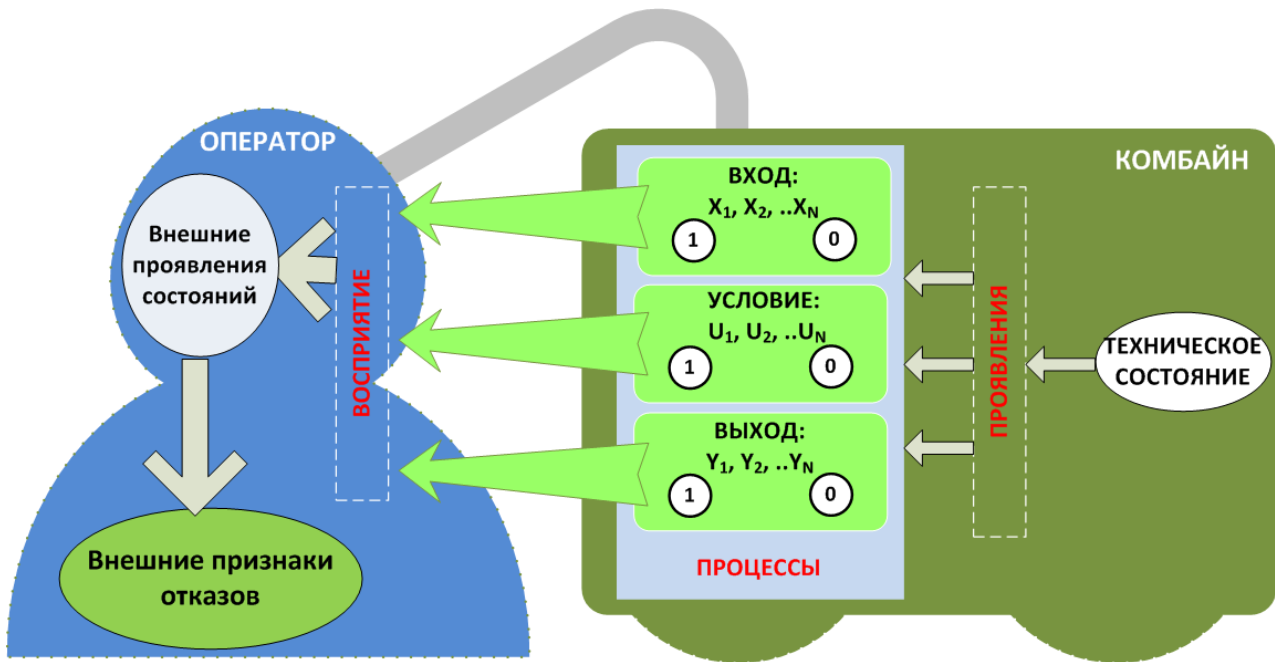


Рис. 1. Внешние проявления состояний объекта диагностирования (нулевой уровень)
Fig. 1. Symptoms of States of the object of diagnosis (zero level)

Для вышеприведенного примера опускания жатки условие «жатка не находится ли в крайнем нижнем положении» – исключительное, а условие «двигатель работает» – неисключительная, так как при отказах некоторых подсистем (гидрозамок) подъема/опускания жатки основной гидросистемы, жатка может опускаться и при неработающем двигателе.

При решении задач управления техническим состоянием машины рассмотрен контур обмена, который вызывает интерес, как источник информации о техническом состоянии внешних признаков отказов (рис. 1). Под внешним признаком отказа понимается критерий отказа элемента объекта, который воспринимается человеком органолептическим без использования внешних средств технического диагностирования. Определение терминов «критерий отказа» и «наружное средство технического диагностирования» взяты в соответствии со стандартами.

Задачу диагностирования по внешним признакам технических состояний сформулировано следующим образом: нужно построить решающее правило, позволяющее по наблюдаемому внешнему признаку определить наличие отдельных

отказов в объекте. Для построения решающего правила использована следующая посылка: выходы Y является функцией входов X , состояний S и технических состояний TS (Характеризующиеся наличием или отсутствием отказов):

$$Y = f(X, S, TS).$$

Для примера рассмотрим четыре процессы, чаще всего выполняемые основной гидросистемой комбайна «Дон-1500Б»: подъем уборочной части, опускание уборочной части, поворот выгрузного шнека из транспортного положения в рабочее и поворот выгрузного шнека из рабочего в транспортное. Приведем краткое описание перечисленных процессов.

Процесс 1: «Подъем уборочной части». Вход: X_1 – клавиша «подъем / опускание уборочной части» находится в положении «Подъем». Условие: – двигатель работает – исключительная; – «жатвенная часть не находится в крайнем верхнем положении» – исключительная. Выход: – «положение уборочной части относительно земли стало выше, чем было» $U_{1.1}U_{1.2}Y_1$.

Процесс 2: «Спуск уборочной части». Вход: X_2 – клавиша «подъем/опускание уборочной части» находится в положении «Спуск». Условие: – двигатель работает –

неисключительная; – «жатвенная часть не находится в крайнем нижнем положении» – исключительная. Выход: – «положение уборочной части относительно земли стало ниже, чем было» $U_{2.1}U_{2.2}Y_2$.

Процесс 3: «Поворот выгрузного шнека из транспортного положения в рабочее». Вход: X_3 – клавиша «поворот выгрузного шнека» находится в положении «перевод в рабочее положение». Условие: – двигатель работает – исключительная; – «выгрузной шнек не находится ли в рабочем положении» – исключительная. Выход: – «выгрузной шнек находится в рабочем положении» $U_{3.1}U_{3.2}Y_3$.

Процесс 4: «Поворот выгрузного шнека из рабочего положения в транспортное». Вход: X_4 – клавиша «поворот выгрузного шнека» находится в положении «Перевод в транспортное положение». Условие: – двигатель работает – исключительная; – «выгрузной шнек не находится ли в транспортном положении» – исключительная. Выход: – «выгрузной шнек находится в транспортном положении» $U_{4.1}U_{4.2}Y_4$.

Все вышеперечисленные входы, условия и выходы могут принимать два логических значения: TRUE («Да», 1) и FALSE («Нет», 0). Поэтому описание этих процессов может быть показан в виде алгебры логики (логической конъюнкции – оператор «AND»). При этом принимается предположение, что одновременно задействован только один вход.

Для процесса 1 внешнее проявление работоспособного состояния описывается системой:

$$\begin{cases} \bar{X}_1 \wedge \bar{U}_{1.1} \wedge \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge \bar{U}_{1.1} \wedge \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge U_{1.1} \wedge \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge \bar{U}_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ \bar{X}_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ \bar{X}_1 \wedge \bar{U}_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ \bar{X}_1 \wedge U_{1.1} \wedge \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1. \end{cases} \quad (1)$$

или:

$$\begin{cases} \bar{X}_1 \vee \bar{U}_{1.1} \vee \bar{U}_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ X_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow Y_1. \end{cases} \quad (2)$$

Проявлением нетрудоспособного состояний описываются системой:

$$\begin{cases} X_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow \bar{Y}_1; \\ \bar{X}_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow Y_1; \\ X_1 \wedge U_{1.1} \wedge U_{1.2} \rightarrow Y_1, \forall j \neq 1. \end{cases} \quad (3)$$

Приведенные выше формулы удобно анализировать в виде сводных таблиц истинности (табл. 1).

Система (3) и строки 9–11 табл. 1 представляют собой описание внешних признаков отказа гидросистемы. Простым языком это можно описать следующим образом.

Строка 9. Коротко: «жатвенная части не возвышается». Подробно: «двигатель работает; жатвенная часть не находится в крайнем верхнем положении; клавиша «подъема/опускания уборочной части» переведена в положение «подъем»; положение уборочной части не изменилось.

Таблица 1. Таблица истинности отказов для процесса 1

Table 1. The truth table of failures for process 1

№	$X_j, j \neq 1$	X_1	$U_{1.1}$	$U_{1.2}$	Y_1	отказ
1	0	0	0	0	0	0
2	0	1	0	0	0	0
3	0	1	1	0	0	0
4	0	1	0	1	0	0
5	0	0	1	1	0	0
6	0	0	0	1	0	0
7	0	0	1	0	0	0
8	0	1	1	1	1	0
9	0	1	1	1	0	1
10	0	0	1	1	1	1
11	1	0	1	1	1	1

ПОСТРОЕНИЕ АТ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ
ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ОСНОВЕ БАЗЫ ЗНАНИЙ

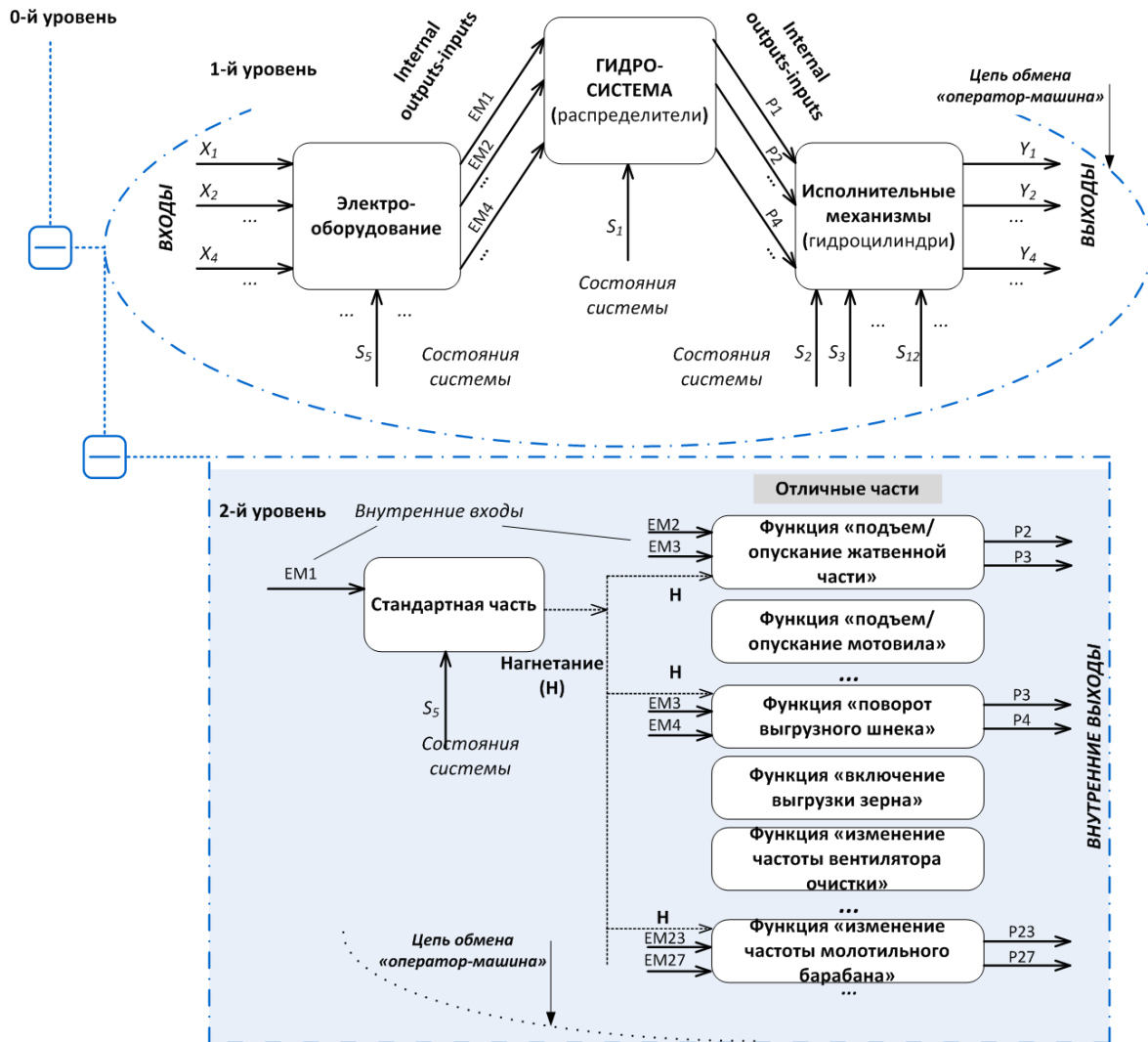


Рис. 2. Уровни иерархической структуры систем и агрегатов гидросистемы Дон-1500Б
Fig. 2. Levels of hierarchical structure of systems and assemblies hydraulic Don-1500B

Строка 10. Коротко: «самопроизвольное поднятие жатки». Подробно: «двигатель работает; жатвенная часть не находится в крайнем верхнем положении; все клавиши управления «Электрогидравлика» находятся в нейтральном положении; положение уборочной части относительно земли стало выше.

Для описания возможных отказов проведем разделение систем комбайна, то есть рассмотрим диагностическую модель на более низких уровнях иерархической структуры (рис. 2. – уровень 1).

Взаимодействие между отдельными системами комбайна осуществляется по внутренним входам и выходам, которые не входят в контур обмена «оператор–машина».

Внутренние выходы электрооборудования – это подача

напряжения (24 В) на распределители с электромагнитным управлением: ЭМ1 – на электромагнитный клапан управлением ЭМК; ЭМ2 – на левый электромагнит секции «подъем/опускание жатки» пятисекционного электрогидророзподильника; ЭМ3 – на правый электромагнит секции «подъем/опускание жатки» пятисекционного электрогидророзподильника; Э4 – на левый электромагнит секции «поворот выгрузного шнека» четырех секционного электрогидророзподильника; Э5 – на правый электромагнит секции «поворот выгрузного шнека» четырех секционного электрогидророзподильника. Внутренние выходы электрооборудования являются внутренними входами гидросистемы (*Internal outputs-inputs*).

Внутренние выходы гидросистемы: P1 – усилия на штоках гидроцилиндров подъема/опускания жатки, достаточную для подъема уборочной части; P2 – усилие на штоках гидроцилиндров подъема/опускания уборочной части, не препятствует опускания уборочной части (под действием силы тяжести); P3 – усилие на штоке гидроцилиндра поворота выгрузного шнека, достаточное для перевода шнека в рабочее положение; P4 – усилие на штоке гидроцилиндра поворота выгрузного шнека, достаточного для перевода шнека в транспортное положение.

Под «достаточным усилием» в приведенных описаниях выходов понимается такая сила, которая способна обеспечить выполнение соответствующего процесса при условии нахождения других (механических) систем в работоспособном состоянии.

Внутренние выходы гидросистемы являются внутренними входами других систем, которые превращают эти входы в выходы процессов (рис. 2. – уровень 2).

Основную гидросистему комбайна «Дон-1500Б» целесообразно представлять, как состоящую из стандартной и отличных частей (рис. 2. 2 – й уровень).

Стандартная часть обеспечивает подачу масла (нагнетание – «Н») рабочей жидкости в отдельных частях, которые распределяют поток рабочей жидкости и превращают ее энергию во внутренние выходы гидросистемы.

Принимая во внимание, что все приведенные выше входы и выходы являются логическими переменными, модели возможных отказов описанных систем можно представить в виде логических выражений, приведенных в таблице 2. Для упрощения описания отказов электрооборудования и других систем (исполнительных механизмов) в статье не приводятся.

Указанные отказы характеризующие техническое состояние подсистем комбайна, которые в свою очередь состоят из множества агрегатов, деталей. Для восстановления работоспособности необходимо проявлять отказы элементов на том уровне иерархической структуры

машины, на котором это восстановление наиболее эффективное для условий конкретного предприятия.

Таким образом, при разработке универсальных средств диагностирования целесообразно выявления отказов на низком уровне (то есть с «запасом» глубины диагностирования).

В связи с этим «движение вниз» по иерархии продолжим для гидравлической системы.

Система состоит из гидравлического бака, шестеренчатого насоса НШ-32-3 с приводом, предохранительно-переливного клапана (ЗПК), электромагнитного клапана (ЭМК). Перечисленные элементы связаны между собой и с отличными частями гидросистемы трубопроводами.

Возможны отказы некоторых элементов, их причины и методы устранения приведены в таблице 3.

Описанный подход есть методической основой проектирования базы знаний АТ системы для технического обслуживания и диагностики зерноуборочных комбайнов.

Результаты теоретических и практических исследований позволили реализовать интеллектуальную систему поддержки оператора в процессах сбора и анализа информации о техническом состоянии машины без измерения диагностических параметров – то есть имитировать работу высококвалифицированного специалиста в области технической диагностики.

На кафедре технического сервиса и инженерного менеджмента им. М. П. Момотенко НУБиП Украины по данной методике разработана и совершенствуется АТ интеллектуальная система (рис. 3) в виде компьютерной программы. Язык программирования совещательной системы – Delphi 7, а база данных Firebird 2,5. Данная программа имеет следующий функционал:

- описание конструкции конструкции зерноуборочных комбайнов;
- предварительная настройка рабочих органов комбайна;
- корректировки технологических регулировок и поиск неполадок в агрегатах и системах.

ПОСТРОЕНИЕ АТ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ
ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ОСНОВЕ БАЗЫ ЗНАНИЙ

Таблица 2. Модели отказов гидросистемы комбайна ДОН-1500Б
Table 2. Model failure of the hydraulic system of the harvester " DON-1500B

Вербальное описание	Формальное описание
<i>Отказ стандартной части гидросистемы</i>	
Отсутствует подача жидкости под «рабочим» давлением в полость нагнетания при работающем двигателе и наличии напряжения на ЭМК	$EM1 \wedge S_1 \rightarrow \bar{H}$
Есть подача жидкости под «рабочим» давлением в полость нагнетания при работающем двигателе и отсутствии напряжения на ЭМК	$\overline{EM1} \wedge S_1 \rightarrow H$
<i>Отказ отличных частей гидросистемы</i>	
<i>функция «Подъем/опускание жатки»</i>	
Отсутствует усилия, поднимает жатку, на штоках гидроцилиндров при наличии подачи жидкости от стандартной части и напряжения на левом электромагните секции «подъем/опускание уборочной части»	$EM2 \wedge H \rightarrow \overline{P1}$
Есть усилия, которое поднимает жатку, на штоках гидроцилиндров при наличии подачи жидкости от стандартной части и отсутствии напряжения на левом электромагните секции «подъем/опускание	$\overline{EM2} \wedge H \rightarrow P1$
Отсутствует «послабление» усилия, удерживает жатку, на штоках гидроцилиндров при наличии подачи жидкости от стандартной части и напряжения на правом электромагните секции «подъем/опускание	$EM3 \wedge H \rightarrow \overline{P2}$
Есть «послабление» усилия, удерживает жатку, на штоках гидроцилиндров при наличии подачи жидкости от стандартной части и отсутствии напряжения на правом электромагните секции	$\overline{EM3} \wedge H \rightarrow P2$
Есть «ослабление» усилия, удерживает жатку, на штоках гидроцилиндров при отсутствии подачи РЖ от стандартной части	$\bar{H} \rightarrow P2$
<i>функция «Поворот выгрузного шнека»</i>	
Отсутствие усилия, переводит шнек в рабочее положение, на штоке гидроцилиндра при наличии подачи жидкости от стандартной части и напряжения на левом электромагните секции «поворот выгрузного	$EM4 \wedge H \rightarrow \overline{P3}$
Есть усилия, переводит шнек в рабочее положение, на штоке гидроцилиндра при наличии подачи жидкости от стандартной части и отсутствии напряжения на левом электромагните секции «поворот выгрузного шнека»	$\overline{EM4} \wedge H \rightarrow P3$
Отсутствие усилия, переводит шнек в транспортное положение, на штоке гидроцилиндра при наличии подачи жидкости от стандартной части и напряжения на правом электромагните секции «поворот выгрузного	$EM5 \wedge H \rightarrow \overline{P4}$
Есть усилия, переводит шнек в транспортное положение, на штоке гидроцилиндра при наличии подачи жидкости от стандартной части и отсутствие напряжения на правом электромагнит секции «поворот выгрузного шнека»	$\overline{EM5} \wedge H \rightarrow P4$
Есть усилия, переводит шнек в транспортное положение, на штоке гидроцилиндра при отсутствии подачи жидкости от стандартной части	$\bar{H} \rightarrow P4$

Таблица 3. Отказы элементов стандартной части

Table 3. Failures of elements standard parts

Описание	Причины	Методы проверки и устранения
<i>гидробак</i>		
Есть подача жидкости во всасывающий рукав насоса	1 – Уровень жидкости ниже нормы	Скачать масло в систему нагнетателем
	2 – Загрязнено сапун гидробака	Очистить сапун от пыли и грязи
	3 - Воздушная пробка в всасывающем рукаве	Отсоединить рукав от насоса и удалить воздух, образовавшийся при появлении масла в рукаве
<i>Насос и привод насоса</i>		
Есть подача жидкости в полость нагнетания (при работающем на номинальных оборотах двигателе)	1 – Ошибки монтажа насоса или дефекты деталей привода	Подтянуть ремень привода, или заменить дефектные детали
	2 – Дефекты деталей насоса НШ-32-3	Проверить соответствие подачи насоса установленным требованиям. В случае несоответствия заменить насос
<i>Предохранительно-переливной клапан</i>		
Есть слив жидкости	1 – Дефекты деталей или ошибки сбора	Разобрать ЗПК, проверить детали и собрать в соответствии с технической документацией, или заменить ЗПК
Постоянный слив жидкости	1 – Засорение седла золотника (инородное тело между золотником и седлом)	Снять нагнетательный фланец ЗПК и несколько раз нажать на клапан для удаления засора (до прекращения обильной утечки масла), или заменить ЗПК
	2 – Засорение седла предохранительного клапана	Разобрать ЗПК, очистить детали и собрать в соответствии с технической документацией, или заменить ЗПК
	3 – Засорение дроссельного отверстия клапана	
	4 – Дефекты деталей или ошибки монтажа	

Это позволяет данной системе выступать советником полученных результатов и позволяет оказать квалифицированную помощь при эксплуатации, а главное в диагностике – неполадок.

Данная АТ система может работать в двух режимах приобретения знаний и решения задач.

В режиме приобретения знаний инженер вместе с мастером-диагностом формируют

базу знаний, добавляя в базу знаний возможные неполадки и причины, которые их вызывают, и весомость каждой причины.

В режиме решения задач с АТ системой общается пользователь, выбирая нужный комбайн и систему, подсистему и, отвечая на подсказки АТ система имеет возможность выявить неполадку, и получить рекомендации по ее решению.

ПОСТРОЕНИЕ АТ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ОСНОВЕ БАЗЫ ЗНАНИЙ

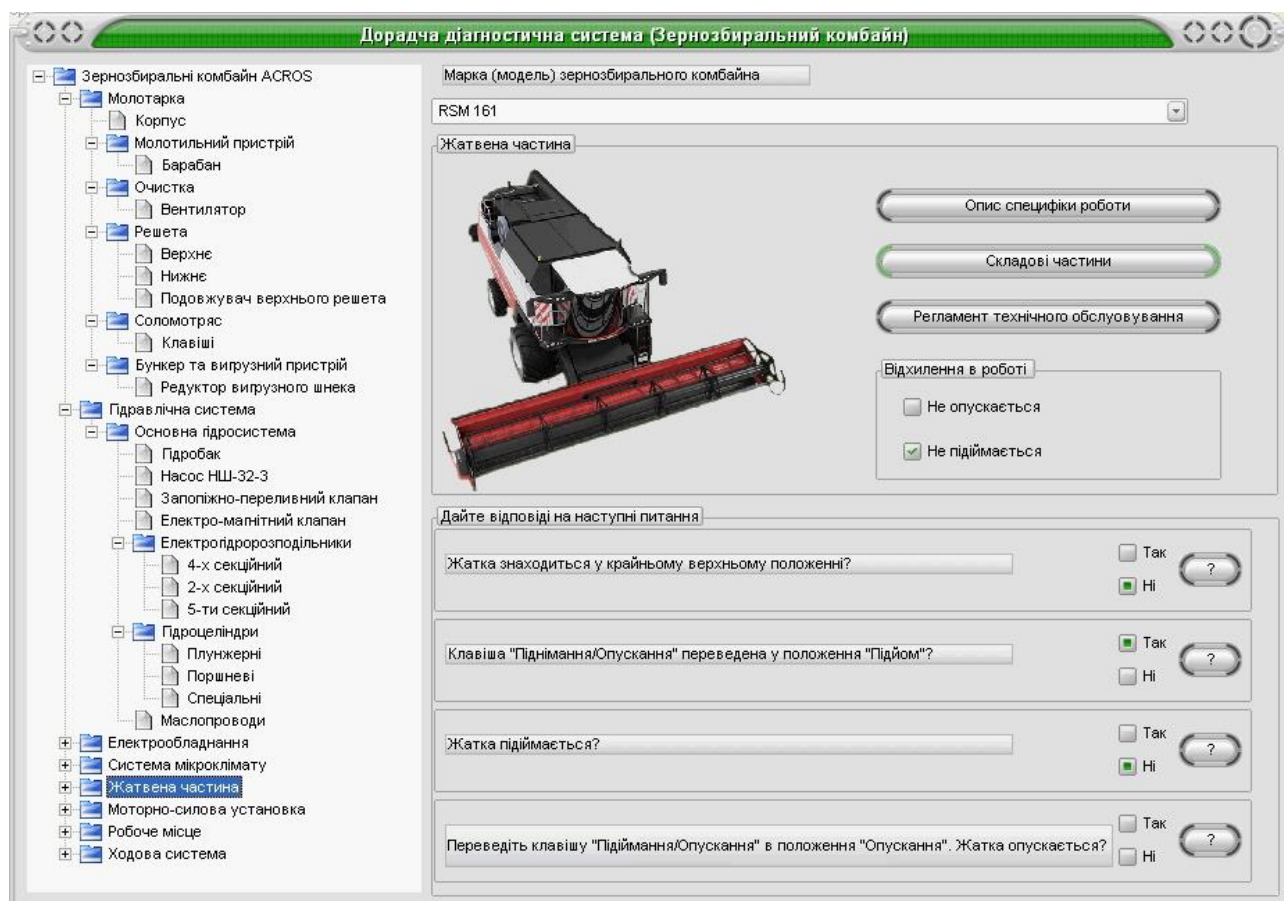


Рис. 3. Общий вид окна АТ диагностической системы
Fig. 3. General view of window at diagnostic system

ВЫВОДЫ

1. Приведены в статье материалы являются частью базы знаний АТ системы, содержащую информацию об отказах зерноуборочных комбайнов по внешним признакам, причины возникновения неполадок и рекомендации по их устранению, стали основой АТ диагностической системы.

2. Использование разработанной интеллектуальной совещательной системы позволит управлять техническим состоянием машины и позволяет избавиться от необходимости эвристической обработки больших объемов информации и анализа сложных взаимосвязанных процессов. Это снижает требования к квалификации оператора, по уровню применения технических средств диагностирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Klyuev V. V. 2009.** Tekhnicheskyye sredstva dyagnostyrovannya: Spravochnyk / V. V. Klyuev, P. P. Parkhomenko, V. A. Abramchuk y dr.// Pod obshch. red. V. V. Klyueva. – M.: Mashynostroenye, – 672.
- 2. Alekseeva T. V. 2009.** Tekhnicheskaya dyagnostyka hydryavlycheskykh pryvodov / T. V. Alekseeva, V. D. Babanskaya, T. M. Bashnya y dr.// Pod obshch. red. T. M. Bashty. – M.: Mashynostroenye, – 264.
- 3. Lypkovych Ye. Y. 2008.** Nekotorye problemy avtomatyzatsyy mobyl'noy tekhniky / Ye. Y. Lypkovych // Traktory y sel'skokhozyaystvennyye mashyny. – #1, 17–23.
- 4. Hmurman V. E. 2007.** Teoryya veroyatnostey y matematycheskaya statystyka. /V. E. Hmurman // Ucheb. posobye dlya vtuzov. Yzd. Pyaty, pererab. y dop. – M., Vysshaya shkola, – 479.
- 5. Nadezhnost' 1987** yffektyvnost' v tekhnike: Spravochnyk. V 10 t. / Red. sovet:

V. S. Avduevskyy (pred.) y dr. – M.: Mashynostroenye. – (v per.). T. 9. Tekhnicheskaya dyagnostyka // Pod obshch. red. V. V. Klyueva, P. P. Parkhomenko. – 352.

6. Dymyrov V. P. 2003. Hydrooborudovanye model'noho ryada produktsyy OAO «Rost-sel'mash». Don-1500B, Don-680, SK-5M-1 «Nyva». Sostav, tekhnicheskoe obsluzhyvanye y dyagnostyka neyspravnostey V. P. Dymyrov, L. V. Borysova, E. V. Dymyrov, K. L. Khubyyan. // BelRus', Rostov n / D, – 200.

7. Tabashnikov A.M. 2015. Optimizaciya uborki zernovih kultur kombaymovimi agregatami.– M.: Agroprom izdat.– 158.

8. Jalnin E.V., Savchenko A.N. 2015. Tehnologiya uborki zernovih kombaynovimi agregatami.– M.: Rosselhozizdat.– 206.

9. Penkin M.G. 2008. Gibkost tehnologii industrialnoy uborki zernovih kultur. // Mehanizaciya i elektrofikaciya selskogo hozyaystva, №9 – 15–17.

10. Lipkovich T.I. 2009. Uborka urogaya kombaynami “DON”.– M.: Rosagropromizdat.– 218.

11. Grechkosiy V.D. 2011. Kompleksna tehnologiya virobnictva zerna. – Kiev: Urogay, – 213.

12. Goryachkin V.P. 2008. Sobranie sochineniy. Tom 1, – Moskva : Izd. «Kolos» – 717.

13. Silskogospodarski mashini 2005. Osnovi teorii ta rozrahunku. / Za red. Voytuka D.G.– Kiev. «Vishya osvita».– 418.

14. Differencialnie uravneniya 2009. Prilogenie k resheniu nekotoryh interesnih zadach. Ch 2.– Kiev.– 117.

15. Fahtengolc G.M. 2010. Kurs differencialnogo i integralnogo ischisleniya Tom 1. Izd. “Nauka”. – M.: – 586.

16. Cherkesov G.N. 2015. Nadeznost apparatno-programnih kompleksov. S.Peterburg – 478.

17. Nadeznost 1986. Nadenost i effektivnost v tehnikе. M.: Mashynostroenie. Spr. Tom 1 – 223.

18. Skovorodin V.Y, Tishkin I.V. 2015. Spravochnaya kniga po nadeznosti tehnicheskikh sredstv.– Leningrad: – 201.

19. Alexander Bistriy, Ivan Rogovskiy 2013. Ustroystvo dlya monitoringaparametrov selskohozyaystvennogo polya. MOTROL. Vob.15 №3 – 131–141.

20. Alexander Bistriy, Ivan Rogovskiy 2013. Opredelenieracionalnogo kolichestva tehni-

cheskogo kontrolya mehanizmov zernouborochnogo kombayna. MOTROL. Vob.15 №3 – 313–321.

BUILDING AT DIAGNOSTICS OF COMBINE HARVESTERS ON BASIS OF KNOWLEDGE BASE

Summary. When solving the tasks of control of technical condition of the car is considered the outline of the exchange, which is of interest as a source of information about the technical condition of external signs of failure. Under external sign of failure refers to the failure criterion of the element object, which is perceived by human sensory without the use of external technical diagnostics.

The technique build at system based on the elements of the knowledge base for diagnostics of combine harvesters, based on external characteristics and contains information about the failure of the hydraulic system of combine harvesters, their causes and methods of elimination.

The mode of acquisition of knowledge engineer with a master diagnostician form the knowledge base, adding to the knowledge base of possible problems and reasons that cause them, and the weight of each reason.

In the mode of solving problems at the system communicates with the user by selecting the appropriate processor and system, subsystem and, in response to the prompt at the system is able to determine the problem and to recommendations for its solution.

The materials are part of the knowledge base at the system that contains information about failures of combine harvesters by their appearance, the causes of problems and recommendations for their elimination, were based at the diagnostic system.

The use of the developed intelligent Advisory system will allow you to control the technical condition of the machine and eliminates the need for heuristic processing large amounts of information and analysis of complex interrelated processes.

This reduces the requirements for operator skill, the level of application of technical means of diagnosis.

Key words: diagnostics, failure knowledge database, the at system, hydraulic system.

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДОИЛЬНОГО АППАРАТА ПОПАРНОГО ДЕЙСТВИЯ С ДВУХКАМЕРНЫМ КОЛЛЕКТОРОМ

Василий Ачкевич, Оксана Ачкевич

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
ул. Героев Обороны, г. Киев, 15 Украина. E-mail: kovalenko_05@mail.ua*

Vasyl Achkevych, Oksana Achkevych

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: kovalenko_05@mail.ua*

Анотация. Проведен анализ влияния режимных характеристик используемых доильных аппаратов на качество полученного молока при доении в верхний молокопровод. Рассмотрены условия равновесия движения молочно-воздушной смеси и потери давления в молочном шланге. На основании теоретических исследований двухкамерного коллектора доильного аппарата определено оптимальное колебание давления в молочном шланге. На основании полученных уравнений были построены и проанализированы графические зависимости колебания давления при изменении диаметра молочного шланга та количества воздуха. В результате обосновано использование двухкамерного коллектора с периодическим впуском воздуха в такте сжатия в доильных аппаратах с пульсатором попарного действия для доения в верхний молокопровод. Определено диаметр молочного шланга и количество поступающего воздуха, при которых режимные характеристики работы доильного аппарата будут близки к природным условиям выведения молока. Диаметр молочного шланга при этом должен быть около 12 мм, а количество поступающего воздуха в такте сжатия в пределах 4–6 л / мин. Молоко транспортируется в порционном режиме и на 10–15 % уменьшается взбалтывание, что сохраняет качество полученного продукта.

Ключевые слова: доильный аппарат, коллектор доильного аппарата, машинное доение, пульсатор попарного действия.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В настоящее время более 80% коров в Украине содержатся на привязи и доятся в стойлах в молокопровод.

Поэтому актуальность использования верхнего молокопровода достаточно высока.

Но доильных аппаратов, полностью отвечающих физиологическим требованиям животных и минимально влияющих на микроструктуру молока при транспортировке, практически не существует [1–8].

Проведение исследований направленных на создание доильного аппарата отвечающего данным требованиям является актуальным.

Основной проблемой доильного аппарата попарного действия при доении в верхний молокопровод является негативное влияние поступающего воздуха на микроструктуру молока при его транспортировке по молоко проводному шлангу, образование масляных зерен, которые оседают на стенках молокопровода и теряются при промывке системы, а также негативное влияние на здоровье животного.

Для эффективного поднятия порции молочной смеси нужно создать такую разницу давлений между коллектором доильного аппарата и молокопроводом установки, при которой обеспечивается и извлечение молока, и комфортное состояние коровы.

При этом не должен возникать диспергированный режим течения молоко воздушной смеси.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В настоящее время существует ряд работ посвященных исследованиям движения молока воздушной смеси по молокопроводным коммуникациям доильных установок и аппаратов разных типов. Часть исследователей считают, что попарное доение улучшает массаж вымени и сосков и усиливает интенсивность транспортировки молока. Недостатком попарного режима доения является отсутствие глубокого циклического колебания вакуума в коллекторе доильного аппарата в такте сжатия. [3, 9, 10].

Другие исследователи предлагают использовать доильные аппараты синхронного действия, в которых колебание вакуума в такте сжатия более глубокие и циклические [11, 12, 13].

Колебательные движения подвесной части доильного аппарата при попарном доении оказывают лучшее массирующее действие на ткани вымени [2, 4, 14, 15, 16]. Недостаточная величина вакуума в подсосковом пространстве приводит к неполному выдаиванию, а ее увеличение способствует повышению молокоотдачи, но в тоже время создает риск травмирования стенок соска вымени. При этом на полноту выдаивания и состояние сосков негативно влияет стабильно высокий вакуум под соском.

У большинства доильных установок процесс доения происходит при вакуумметрическом давлении в 40 кПа. Для установок со стойловым молокопроводом оптимальным считается давление 42-46 кПа [1, 2, 3, 4].

Между вакуумметрическим давлением и скоростью извлечения молока из вымени имеется прямая зависимость. Вакуумметрическое давление в пределах 40кПа абсолютно безопасно для здоровья животных. При уменьшении вакуумметрического давления в подсосковых камерах доильного стакана до 27-33 кПа происходит неполное раскрытие сфинктера соска коровы, и поток молока прекращается, что приводит к снижению скорости доения, общему падению продуктивности и

качества молока. Высокий уровень вакуумметрического давления свыше 50 кПа сокращает время выдаивания, но плохо влияет на здоровье животного [2, 4, 8]. Кроме разрушения тканей вымени происходит значительное перемещение доильного стакана вверх по соску, что приводит к нарушению процесса молокоотдачи. Сравнивая двухтактный и трехтактных доильный аппарат можно сделать вывод, что с физиологической точки зрения трехтактный аппарат менее травмоопасен для организма животного, в то время как двухтактный имеет большую производительность за счет увеличения времени такта сосания, но работает более жестко. Единого мнения по вопросу оптимального вакуумного режима доильного аппарата нет. Считается, что физиологически оптимальным является режим доения с падением вакуума в такте сосания в пределах 6 - 8 кПа, а в такте сжатия до 20 кПа [11, 12].

Транспортирование молока от доильного аппарата в молокопровод сопровождается падением вакуумметрического давления, вследствие впуска атмосферного воздуха в коллектор доильного аппарата. В результате чего возникают силы, обеспечивающие его движение вверх по молокопроводному шлангу, пропорциональные разности давлений в молокопроводе и в молокоборной камере коллектора. Вместе с тем увеличение скорости движения молока, вследствие роста насыщенности потока воздухом, приводит к негативному влиянию на микроструктуру молочного жира и потерям жирности молока [2, 9, 17, 18, 16].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данных исследований является повышение эффективности работы доильных аппаратов с попарным пульсатором при доении в верхний молокопровод.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

С целью достижения режимных характеристик, которые соответствуют природному процессу молокоотдачи при

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДОИЛЬНОГО АППАРАТА ПОПАРНОГО ДЕЙСТВИЯ С ДВУХКАМЕРНЫМ КОЛЛЕКТОРОМ

сосании коровы теленком, в доильных аппаратах с пульсатором попарного действия для доения в верхний молокопровод, целесообразно использовать двухкамерный коллектор [19]. Конструкция такого доильного аппарата подразумевает разделение коллектора на две независимые части. Конструкция такого коллектора улучшает режим транспортирования молочной смеси, за счет отдельного молочного шланга в каждой камере и порционного впуска воздуха в такте сжатия. Известно, что потери давления, при движении молоко воздушной смеси, прямо пропорциональны квадрату потока двухфазной смеси и обратно пропорциональны диаметру трубопровода в четвертой степени. Поэтому выбор правильного соотношения этих параметров имеет решающее значение при обосновании режима работы доильного аппарата. Рассмотрим уравнение равновесия движения молочно-воздушной смеси в молочном шланге. На порцию смеси в пространстве будут действовать: вес порции, сила трения и сила инерции.

$$\Delta P = \rho_{см} q h_{пр} + P_{т} + P_{ин} \quad (1)$$

где: $\rho_{см} q h_{пр}$ – вес порции молока, Н/м²,

$\rho_{см}$ – плотность молоко воздушной смеси, кг/м³,

q – ускорение свободного падения, м/с²,

$h_{пр}$ – висота порции молока, м,

$P_{т}$ – потери на преодоления сил трения, Н/м².

$P_{ин}$ – потери на преодоления сил инерции, Н/м².

Основными факторами, которые влияют на потерю давления, будут плотность молоко воздушной смеси и площадь поперечного сечения молочного шланга. Плотность смеси изменяется в течении всего времени доения. Время доения составляет 5–6 минут, а молокоотдача колеблется от 0,2 до 6–8 л/ мин.

При впуске воздуха в серийных аппаратах 8–10 л/ мин. плотность смеси может колеблется в широких пределах.

Вследствие чего изменяется режим движения молоко воздушной смеси в молочном шланге.

Выразим плотность смеси пропорционально количеству молока и количеству воздуха поступающего в молокопроводный шланг.

$$\rho_{мп} = \frac{Q_{м}\rho_{м} + Q_{п}\rho_{п}}{Q_{м} + Q_{п}\beta}, \quad (2)$$

где: $Q_{м}$, $Q_{п}$ – соответственно количество молока и воздуха поступающего в коллектор, м³/с,

$\rho_{м}$, $\rho_{п}$ – плотность молока и воздуха, кг/м³,

β – расходное воздух содержание.

Аналогично выразим высоту пробки молоко-воздушной смеси:

$$h_{пр} = \frac{Q_{см}t}{F_{шл}} = \frac{4(Q_{м} + Q_{п})t}{\pi d_{шл}^2}, \quad (3)$$

где: t – время транспортировки порции молока, с,

$d_{шл}$ – диаметр молочного шланга, м.

Инерционный напор, который возникает при пульсации потока в вертикальных трубопроводах [2], можно определить, выразив скорость перемещения потока, через количество молока и воздуха в зависимости от плотности смеси:

$$F_{ин} = \frac{V\rho_{см}h_{пр}}{t} = \frac{4(Q_{м} + Q_{п})}{\pi d_{шл}^2 t} \rho_{см} h_{пр}, \quad (4)$$

где: V – скорость молоко-воздушной смеси, м/с,

$h_{пр}$ – высота пробки, м,

Также во время движения порции молока возникает сила трения в молочном шланге, которую определим с учетом формулы Дарси-Вейсбаха:

$$F_{тр} = 0,811\alpha\rho_{см}h_{пр} \frac{(Q_{м} + Q_{п})^2}{d_{шл}^5}, \quad (5)$$

где: α – коэффициент сопротивления молочновоздушной смеси.

Сопоставив полученные зависимости (2)–(5) и выполнив необходимые математические преобразования, получим зависимость потерь давления для транспортировки молоко воздушной смеси от диаметра молоко проводного шланга, расхода молока и воздуха:

$$\Delta p = \frac{Q_{м}\rho_{м} + Q_{п}\rho_{п}}{\pi d_{шл}^2} \left(4qt + 0,811\alpha 4t \frac{(Q_{м} + Q_{п})^2}{d_{шл}^5} - \frac{16(Q_{м} + Q_{п})}{\pi d_{шл}^2} \right), \quad (6)$$

На основании полученного уравнения (6) построены графики, которые описывают потери давления для транспортировки молоко воздушной смеси в зависимости от

расхода транспортируемого молока (рис. 1), расхода воздуха (рис. 2) и диаметра молокопроводного шланга (рис. 3) при использовании двухкамерного коллектора доильного аппарата.

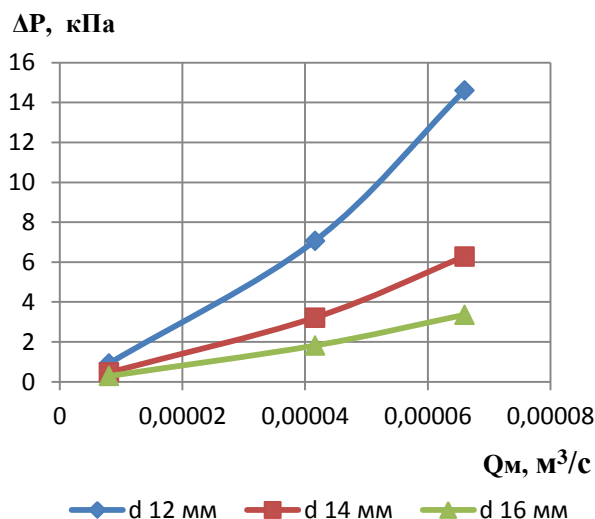


Рис. 1. Зависимость потерь давления от расхода транспортируемого молока

Fig. 1. Vacuum changes as function of flow rates

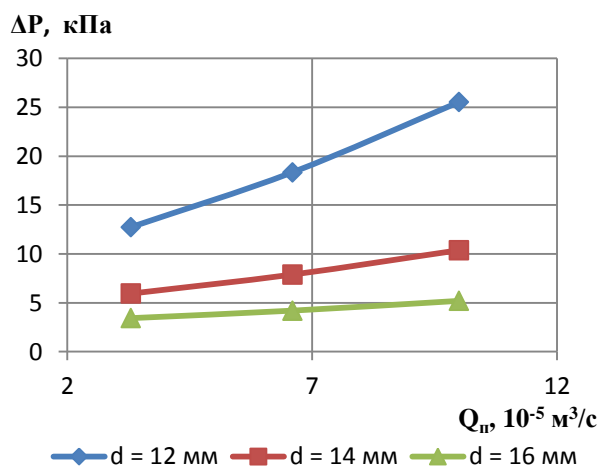


Рис. 2. Зависимость потерь давления от расхода воздуха при молокоотдаче 5 л/мин

Fig. 2. Vacuum changes as a function of air admission, when flow rates is 5 l/m

Анализируя зависимость (рис. 1) можно сделать вывод, что колебание давления в такте сжатия при использовании шланга диаметром 12 мм более глубокие, нежели при использовании шлангов больших диаметров. Это позволяет утверждать о более адекватной работе доильного

аппарата, что отвечает требованиям физиологии животного.

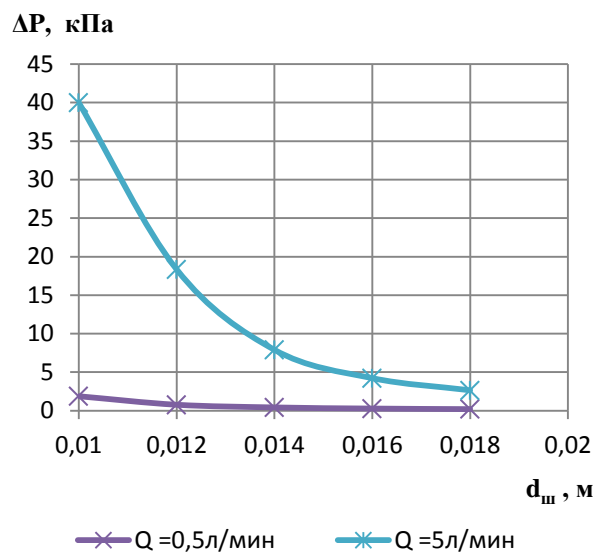


Рис. 3. Зависимость потерь давления от диаметра шланга при максимальной и минимальной молокоотдаче

Fig. 3. Vacuum changes as a function of a hose size, when a flow rates is 0.5 l/m and 5 l/m

Зависимость потерь давления от расхода воздуха (рис. 2) подтверждает преимущества использования шлангов меньших диаметров.

Так как при увеличении подачи воздуха в молоко сборную камеру коллектора в такте сжатия при максимальной молокоотдаче, величина падения вакуума в шлангах с диаметром 14 мм и 16 мм не существенна и составляет 2–5 кПа, тогда как в шланге меньшего диаметра эта величина находится в пределах 12–15 кПа.

При большей разнице давлений обеспечивается транспортирование выведенного из долей вымени молока без пульсации потока. Молоко транспортируется в порционном режиме и на 10–15 % уменьшается взбалтывание.

Анализируя зависимости потерь давления от диаметра шланга (рис. 3) свидетельствует, что падения вакуума в такте сжатия при диаметрах молочных шлангов больше 13 мм будет до 10 кПа, при этом в шлангах с диаметром меньше 11 мм падения вакуума достигает критической точки, при которой возможны падения

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДОИЛЬНОГО АППАРАТА ПОПАРНОГО ДЕЙСТВИЯ С ДВУХКАМЕРНЫМ КОЛЛЕКТОРОМ

доильного аппарата с вымени коровы, что недопустимо.

ВЫВОДЫ

1. Использование двухкамерного коллектора с периодическим впуском воздуха в такте сжатия в доильных аппаратах с пульсатором попарного действия для доения в верхний молокопровод, обеспечивает режим работы доильного аппарата близкий к природному процессу молокоотдачи при сосании коровы теленком.

2. Диаметр молочного шланга при этом должен быть около 12 мм, а количество поступающего воздуха в такте сжатия в пределах 4–6 л / мин. Колебания вакуума при использовании молокопроводного шланга 12, составляют в пределах 1–2–16 кПа при средней молокоотдачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Dmytriv I.V. 2013.** Modelirovanie vremeni istecheniya vozduha iz ogranichenogo prostranstva / I.V. Dmitriv, V.T. Dmitriv // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin, Rzeszow. – Vol.15, №4. – 193–197.
- 2. Fenenko A. I. 2014.** Biotehnicheskaya sistema proizvodstva moloka. Teoriya i praktika. / A. I. Fenenko – Nezhyn. – 192.
- 3. Pasternak. N. 2008.** Naukrashcha investuziya u genetuky / N. Pasternak. // Molochna promuslovist. – № 1(44). – 22–24.
- 4. Petunin A. 2009.** Vubor tupa doilnuh stakanov / A. Petunin // Selskohozaustvennaya tehnika obslyshivanie i remont. – № 4. – 28–30.
- 5. Schukin S.I. 2012.** Doilnyy apparat s nezavisimym vakuumom. / S.I. Schukin, I.V. Petrov // Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva. – №2. – 9–11.
- 6. Yasunezkuu. V. 2007.** Sychasni doilni ustanovku / V. Yasunezkuu // Farmer. – Kiev, № 7 – 44–47
- 7. Petuhov N.A. 2009.** Perspektivnye napravleniya razrabotki doilnyh apparatov / N.A. Petuhov // Nauchnoe obespechenie realizatsii napravleniya «Uskorennoe razvitie zhyvotnovodstva». – Т.16. Chast 2. – 147–153.
- 8. Fedosenko E.G. 2011.** Vliyanie doilnogo oborudovaniya na kachestvennyy sostav moloka / E.G. Fedosenko, A.V. Baranov, N.S. Baranova // Molochnohozyaystvennyy vestnik. – №4. – 47–50.
- 9. Fenenko. A. I. 2008.** Tehniko tehnologichni parametru lanku mashuna – tvaruna prozesy vyrobnytctva moloka / A. I. Fenenko. // Molochne delo. – №1. – 46–49.
- 10. Koscheev P.S. 2008.** Molochnaya produktivnost korov v zavisimosti ot rezhymov vydaivaniya / P.S. Koscheev // Izvestie orenbyrskogo agrarnogo yuniversiteta. – № 12, tom 4. – 49–50.
- 11. Bade R.D. 2009.** Interactions of vacuum, b-phase duration, and liner compression on milk flow rates in dairy cows / R.D. Bade // Jornal Dairy Science. –Vol. 92, № 3. – 913–921 [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupa. <http://milkquality.wisc.edu/wp.../bade-et-al-2009-92-913.pdf>
- 12. O’Callaghan E.J. 2009.** A study of factors affecting the efficiency of milking operations / E.J. O’Callaghan // Dairy Production Research Centre. – [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupa. <http://www.teagasc.ie/research/reports/.../eopr-5063.pdf>
- 13. Vinnikov I.K. 2012.** Sovershenstvovanie tehnologii doeniya korov v stoylah / I.K. Vinnikov, O.N. Bahchevnikov // Tehnika v selskom hozyaystve. – №5. – 12–25.
- 14. Fenenko A.I. 2011.** Destimuliruyushyy factor doilnyh mashyn / A.I. Fenenko // Tehnika v selskom hozyaystve. – №2. – 16–18.
- 15. Naumenko A. 2011.** Determination of constrictive regime parameters of a pulsator for a milking machine / A. Naumenko, V. Uzhyk, A. Chygryn // Motrol. Motorizacja i energetika rolnictwa. – Lublin. – №13. – 244–248.
- 16. Solyanik S.S. 2007.** Vakumnyy rezhym doilnyh ustanovok / S.S. Solyanik // Mehanizatsiya I elektrifikatsiya selskogo hozyaystva. – №5. – 15–16.
- 17. Strobel U. 2011.** Analiis and evaluation of the teat-end vacuum condition in different automatic milking systems / U. Strobel // Irish Jornal of Agricultural and Food Research. – Vol.50, № 2. – 209–220. [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupa. www.teagasc.ie/research/journalarchives/.../ijaf_r_6310.pdf

18. Douglas J Reinemann 2010. Advances in machine milking. The influence of milking on teat condition and mastitis risk / Douglas J Reinemann // Paper presented at the 2010 IDF All-stars conference, Melbourne, Australia. [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupa. <http://milkquality.wisc.edu/wp-content/uploads/2011/09/influence-of-milking.pdf>

19. Patent na korusny model 66812 UA 2012 MPK A01J7/00. Kolektor doilnogo aparata / Fenenko A.I., Achkevych V.I. № u201104208, Zayav. 07.04.2011, Opybl. 25.01.2012, Byl. № 2.

20. Tsoy Y.A. 2010. Protcesy I oborudovanie doilno-molochnyh otdeleniy zhivotnovotcheskih ferm / Y.A. Tsoy. – M.. GNU VIESH. – 424.

Key words: milking machine, cluster of milking unit, alternate pulsation.

RATIONALE OF PARAMETERS OF TWO - CHAMBER MILKING CLUSTER FOR MILKING SYSTEM TO WORK WITH ALTERNATE PULSATION

Summary. The analysis of the impact of regime characteristics of milking machines on the quality of the milk obtained during pipe line milking system. The conditions for equilibrium motion of a milk-air mixture and the pressure drop in the milk hose. On the basis of theoretical studies of two-chamber milking cluster of the milking machine the optimal pressure fluctuations in the milk hose. Based on the obtained equations were constructed and analyzed graphical dependence of pressure fluctuations when changing the diameter of the milk pipe and air quantity. The result justified the use of dual-chamber manifold with periodic air inlet in the compression stroke in milking units with alternate pulsation for pipe line milking. Determined the diameter of the milk hose and the number of incoming air, in which the performance characteristics of the work of the milking machine will be close to the natural conditions of breeding of milk. The diameter of the milk hose should be about 12 mm, and the amount of incoming air in the compression stroke within 4–6 l / min Milk is transported in batch mode and 10–15% reduced agitation, which keeps the quality of the product.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО АППАРАТА НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ

Владимир Кузьменко¹, Александр Холодюк²

¹*Национальный научный центр
«Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»
Ул. Вокзальная, 11, пгт. Глеваха-1, Васильковский район, Киевская область, Украина.
E-mail: vfkuzmenko@ukr.net*

²*Винницкий национальный аграрный университет
Ул. Солнечная, 3, г. Винница, Украина. E-mail: holodyk@yandex.ua*

Vladimir Kuzmenko¹, Oleksandr Kholodiuk²

*National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture"
Str. Vokzalna, 11, Glevaha 1, Vasylkiv district, Kyiv region, Ukraine.
E-mail: vfkuzmenko@ukr.net*

²*Vinnytsia National Agrarian University
Str. Soniachna, 3, Vinnytsia, Ukraine. E-mail: holodyk@yandex.ua*

Аннотация. Целью статьи является изучение закономерностей влияния конструктивных и режимных параметров работы битерно-ножевого измельчающего аппарата с активными ножами на удельную работу резания листостебельной массы люцерны.

Известно, что измельчение листостебельной массы является одной из энергоемких операций в общем процессе заготовки, от которой также зависит и конечное качество полученного корма. Кроме того, вследствие высокой скорости и мощного воздушного потока измельченной массы для погрузки ее в транспортные средства, теряются ее самые ценные фракции – листья, бутоны, соцветия.

Указано, что одним из направлений разрешения этих проблем является использование в технологическом процессе заготовки сенажа пресс-подборщиков или тележек-подборщиков-транспортировщиков, которые содержат измельчающий аппарат многоплоскостного резания со скоростью материала 4-8 м/с.

На основании аналитических и экспериментальных исследований обобщено, что на энергетические и качественные показатели работы измельчителей влияют режимы их работы, углы скольжения, заточки и установки ножа, а также техническое состояние режущей пары и свойства растительного слоя. Мощность измельчаемого аппарата за-

висит от скоростного режима работы, влажности материала, секундной подачи, зазора между лезвием и противорежущей пластиной.

Приведено строение и принцип работы разработанной битерно-ножевой экспериментальной установки. Основной конструктивной особенностью предложенного измельчающего аппарата является то, что режущая пара измельчителя расположена вдоль формирующего канала, а не поперек как у других аппаратов, например барабанном или дисковом. Вследствие резания стеблевой массы со скольжением удельное усилие резания уменьшается, что является предпосылкой уменьшения величины удельной работы резания.

Согласно методике проведения экспериментальных исследований предусматривалось для измерения энергосиловых параметров процесса резания использование метода тензометрирования с помощью проволочных датчиков сопротивления.

Проводимые эксперименты по определению рациональных конструктивных и режимных параметров битерно-ножевого измельчаемого аппарата проводились с использованием методики планирования многофакторного эксперимента.

Поиск рациональных конструктивно-режимных параметров работы битерно-

ножевого измельчаемого аппарата осуществляли путем построения двухмерных сечений поверхностей отклика, где условием решения задачи была минимизация критерия удельной работы резания.

Установлено, что наименьшее значение удельной работы резания $10,1-11,6$ кДж/м² растений люцерны влажностью $W=44,2-55,7$ % получили при следующих параметрах $D_0=0,500$ м, $D_p=0,510$ м, $V_0=1,62-2,2$ м/с и $\omega_p=5,5-10,0$ с⁻¹ при подаче массы, которая не превышает $q_n=3,6$ кг/с на одну режущую пару. При таких конструктивных параметрах аппарата рекомендуемая длина пальцев питающего ротора равна $h_p=18-20$ см.

Результаты работы могут в дальнейшем быть использованы рядом предприятий при проектировании и конструировании измельчающих аппаратов пресс-подборщиков или тележек-подборщиков для заготовки листовых кормов.

Ключевые слова: битерно-ножевой измельчающий аппарат, питающий ротор, активный дисковый нож, резание стеблей, энергоёмкость.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Стабильный уровень развития молочного животноводства не возможен без устойчивой кормовой базы. Ее основу формируют разновидности стебельных кормов: зеленый корм, сенаж, силос, сено. Почти 85 % стеблевых кормов – это измельченные корма, для заготовки которых применяют кормоуборочные комбайны. Измельчающие устройства комбайнов, которые выполняются барабанного или дискового типов, являются основой их конструкций.

Измельчение листостебельной массы является одной из энергоёмких операций в общем процессе заготовки, от которой также зависит и конечное качество полученного корма. Как известно, на измельчение одной тонны листостебельных кормов расходуется $3,6-25,2$ МДж энергии, что составляет около 30 % от общих затрат на заготовку и приготовление кормов [1].

Существующие на сегодняшнее время кормоуборочные машины имеют относительно высокие энергозатраты на измельчение и не всегда обеспечивают необходимую

степень и фракционный состав кормов. Кроме того, вследствие высокой скорости и мощного воздушного потока измельченной массы для погрузки ее в транспортные средства, теряются ее самые ценные фракции – листья, бутоны, соцветия [2, 3]. В связи с этим применение и внедрение новых энерго-сберегающих средств в условиях острого энергетического кризиса, который сейчас наблюдается почти во всех отраслях народного хозяйства, при заготовке сенажа приобретает особенно актуальное значение.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Одним из направлений разрешения этих проблем является использование в технологическом процессе заготовки сенажа пресс-подборщиков или тележек-подборщико-транспортных, которые содержат измельчающий аппарат многоплоскостного резания со скоростью 4-8 м/с. Такие аппараты используются в конструктивно-технологических схемах пресс-подборщиков и тележек-подборщиков таких известных зарубежных фирм как: Pottinger, Mengele, Taarup (Дания), Far, Claas, Krone, Deutz Fahr (Германия), New Holland, Case, John Deere (США) и др. [4, 5, 6, 7].

Основным узлом этих машин является измельчающий аппарат наклонного и скользящего резания, подающий устройство которого может быть выполнен в виде цепочно-пальцевого конвейера, эксцентричного мотвила с управляемыми граблями (граблей) или ротора [8, 9].

Частным случаем измельчения растительной массы является процесс резания. И.А. Тиме принадлежит мировой приоритет научного обоснования процессов резания и именно им были предложены первые зависимости для определения усилия резания.

Процесс резания изучался также многими отечественными и зарубежными исследователями (русские и советские: И.А. Тиме, К.А. Зворыкин, А.Г. Усачев, А.Н. Челюсткин, В.А. Аршинов, Г.А. Алексеев, П.А. Ребиндер, В.А. Желиговский, Г.И. Бремер, Н.Е. Резник, Е.С. Босой, В.А. Зяблов, С.В. Мельников, отечественные И.И. Ревенко и др., зарубежные:

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО АППАРАТА НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ

Тэйлор, Дил, Никольсон, Герберт, Кроненберг, Шлезингер, Окаши, Фукуи и др.).

На энергетические и качественные показатели работы измельчителей влияют режимы их работы, углы скольжения, заточки и установки ножа, а также техническое состояние режущей пары и свойства растительного слоя [10, 11, 12, 13]. Мощность измельчаемого аппарата зависит от скоростного режима работы, влажности материала, секундной подачи, зазора между лезвием и противорежущей пластиной.

Скорость резания $V_{рез}$ является одним из кинематических и динамических факторов процесса резания, от которого зависит производительность и энергоемкость машины. Поэтому связь энергоемкости процесса со скоростью резания является определяющим для его технико-экономической оценки.

Швец Д.С. [14], исследуя процесс резания стебельных кормов, отмечает, что с увеличением скорости резания $V_{рез}$ энергоемкость уменьшается, объясняя это тем, что при большой скорости резания напряжение, которое возникает в месте соприкосновения лезвия ножа с слоем стеблей, концентрируется возле него. Не успев распространиться в деформированном слое, она вызывает его разрушение. Таким образом, за счет уменьшения затрат энергии на деформацию слоя снижается энергоемкость процесса.

Н.Е. Резник [11] в процессе своих исследований получил результаты, которые свидетельствуют о снижении усилия $P_{рез}$ и работы резания $A_{рез}$ с увеличением скорости до 25 м/с. Автор объясняет такую закономерность также уменьшением затрат энергии на предварительное сжатие материала при больших скоростях резания.

В целом, существующие данные [11, 15, 16, 17, 18, 19] о влиянии скоростных режимов на энергосиловые показатели процесса резания слоя растительных материалов, в силу своей предельности и различных условий проведения исследований, не позволяют выполнить обобщенные выводы. Однако однозначно установлено, что общие энергозатраты, необходимые для выполнения технологического процесса полевыми измельчителями-погрузчиками увеличиваются с увеличением скорости резания, так как при этом возрастают потери энергии на холостой ход

механизмов устройства, изменение количества движения материала и его трение по кожуху измельчителя [20, 21].

Уменьшение затрат энергии способствует разработке измельчаемого аппарата с активной частью противореза [22, 23, 24, 25]. Такие аппараты позволяют выполнять резку стеблей наклонным или касательным срезом, что, в свою очередь, способствует уменьшению затрат энергии на технологический процесс и улучшению качества среза слоя стеблей.

Таким образом, на основе выполненного анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований технологического процесса измельчения резанием, можно отметить достаточно разностороннюю изученность процесса резания стебельных кормов, однако отсутствуют исследования битерно-ножевого измельчающего аппарата и процесса что им реализуется.

ПОСТАНОВКА ЗАДАНИЯ

Целью проведения данных исследований предусматривалось изучение закономерностей влияния конструкционных и режимных параметров работы битерно-ножевого измельчающего аппарата с активными ножами на удельную работу резания листостебельной массы люцерны.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Исследования проводились на экспериментально-лабораторной установке, которая была разработана лабораторией заготовки кормов Национального научного центра "Институт механизации и электрификации сельского хозяйства" [26]. Основной конструктивной особенностью предложенного измельчающего аппарата является то, что режущая пара измельчителя расположена вдоль формирующего канала, а не поперек как у других аппаратах, например барабанном или дисковом. Вследствие резания стеблевой массы со скольжением удельное усилие резания уменьшается, что является предпосылкой уменьшения величины удельной работы резания.

Общий вид лабораторной установки, содержащей битерно-ножевой измельчающий

аппарат, представленный на рис. 1, а ее конструкционно-технологическая схема на рис. 2. Она включает ленточный конвейер 1, измельчающий аппарат, на раме которого установлен подающий устройство 3 листо-стебельной массы, битерный питательный ротор 4, режущий механизм 5, формирующий канал 6 и механизмы индивидуального привода 7, 8, 9.



Рис. 1. Общий вид опытной установки
Fig. 1. General view of pilot plant

Процесс измельчения осуществляется следующим образом. Травяная масса, которая поступает в формирующий канал 6 подающим устройством 3 измельчаемого аппарата, порционно увлекается парой пальцев 4 питающего ротора (рис. 2).

Далее материал, сжимаясь и уплотняясь парой пальцев, подводится в зону резки, где разрезается дисковыми ножами 5, поскольку последние лежат в плоскости с пальцами ротора 4. Благодаря вращению дискового ножа 5 происходит резание растительной массы со скольжением.

Далее измельченная масса пальцами питательного ротора 4 по поддону формирующего канала 6 протягивается вдоль дисковых ножей режущего механизма 5.

Следующая порция материала поступает в формирующий канал 6, увлекается другой парой пальцев питательного ротора 4 и процесс измельчения повторяется.

Исследования проводили с люцерной в стадии бутонизации и начала цветения.

Длина стеблей изменялась от 25 до 75 см из среднеарифметической величиной 40,3 см.

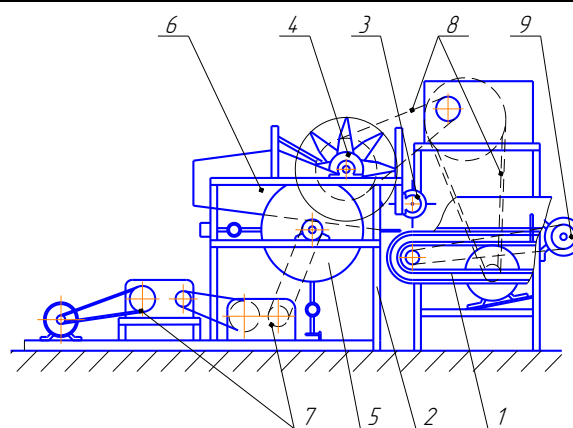


Рис. 2. Конструкционно-технологическая схема опытной установки: 1 – ленточный конвейер, 2 – рама, 3 – подающее устройство, 4 – питающий ротор, 5 – режущий механизм, 6 – формирующий канал, 7 – привод режущего механизма, 8 – привод питающего ротора, 9 – привод ленточного конвейера

Fig. 2. Constructional-technological scheme of the experimental setup: 1 – the conveyor belt, 2 – frame, 3 – feed device, 4 – feed rotor, 5 – cutting mechanism, 6 – forming a channel, 7 – drive of the cutting mechanism, 8 – feed rotor drive, 9 – drive belt

Из анализа аналитических и экспериментальных исследований принимали следующие значения режущего инструмента: угол заострения ножей $\beta=30^\circ$, зазор в режущей паре 2-4 мм, толщина дискового ножа 3 мм, острота кромки лезвия $\delta=84$ мкм.

Согласно методике проведения экспериментальных исследований предусматривалось для измерения энергосиловых параметров процесса резания использование метода тензометрирования с помощью проволочных датчиков сопротивления.

Определения силовых показателей процесса измельчения на лабораторной установке было проведено с применением измерительного оборудования (рис. 3).

Измерительно-регистрирующие приборы включают тензодатчики, блок питания АГАТ 13884, два тензоусилителя ТОПАЗ-4-02 и быстродействующий самописец Н 338-6П. Они образуют систему для получения, обработки и выдачи результатов измерений. Уточнение параметров измельчаемого аппарата осуществлялось с использованием метода многофакторных экспериментов. Для оптимизации процесса резки травяной массы

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО АППАРАТА НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ

был выбран критерий удельной работы резания A_n , кДж/м².

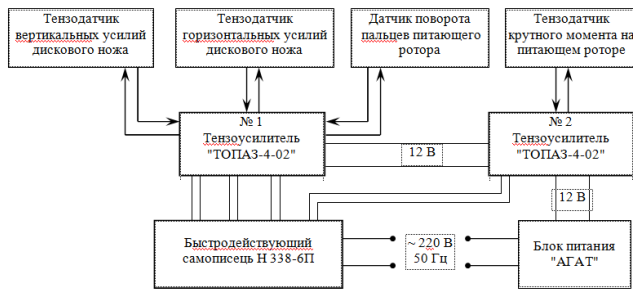


Рис. 3. Принципиальная схема измерения силовых показателей процесса
Fig. 3. Schematic diagram of measurement of power parameters of process

После выполненного теоретического анализа и поисковых экспериментов были выявлены факторы, которые влияют на рабочий процесс резания (рис. 4): скорость вращения лезвия дискового ножа x_1 (V_d), м/с, угловая скорость вращения ротора x_2 (ω_p), с⁻¹, диаметр дискового ножа x_3 (D_d), м, диаметр ротора x_4 (D_p), м, площадь сечения измельченной листостебельной массы x_5 (S_m), м², влажность листостебельной массы x_6 (W), %. При проведении исследований указанные факторы разделили на технологические и конструкционные.

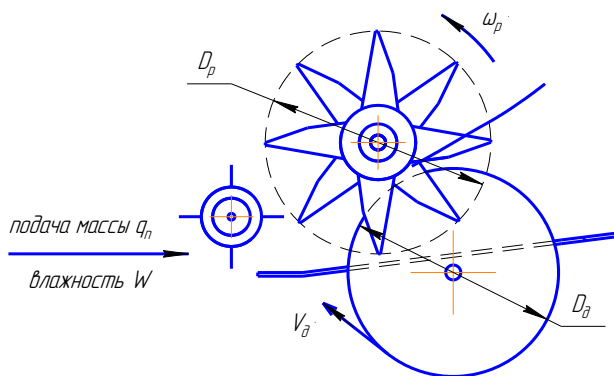


Рис. 4. Схема к определению факторов влияющих на процесс измельчения листостебельной массы
Fig. 4. Diagram to determination of factors influencing crushing process of vegetation mass

Значения выбранных факторов при разных значениях варьирования приведены в таблице 1.

Таблица 1. Значения факторов при различных уровнях их варьирования

Table 1. Data of factors at different levels of variation

Фактор и его обозначение, единица измерения	Значения факторов при различных уровнях их варьирования		
	-1	0	+1
x_1 – скорость вращения лезвия дискового ножа, м/с	1,5	2,5	3,5
x_2 – угловая скорость вращения ротора, с ⁻¹	2,0	6,0	10,0
x_3 – диаметр дискового ножа, м	0,250	0,375	0,500
x_4 – диаметр ротора, м	0,46	0,70	0,94
x_5 – площадь сечения измельченной массы, м ²	0,00 20	0,00 50	0,00 80
x_6 – влажность листостебельной массы, %	44,2	62,0	79,8

Эксперименты по определению рациональных конструкционных и режимных параметров битерно-ножевого измельчаемого аппарата проводились с использованием методики планирования многофакторного эксперимента по плану Бокса (B_2) и (B_4).

В результате проведенного регрессионного анализа были получены следующие аппроксимирующие квадратичные формулы в кодированном виде, что определяют зависимость удельной работы резания A_n листостебельной массы от конструкционных x_1, x_2, x_3, x_4 ($R_2=0,898$) и технологических x_5, x_6 ($R_2=0,98$) факторов

$$Y = 15910,08 + 4706,94x_1 + 3457,81x_2 - 1709,40x_3 + 2759,10x_4 + 1579,23x_1^2 - 448,11x_2^2 + 4166,70x_1x_2 + 2672,78x_1x_4 + 602,75x_2x_3 + 1901,21x_2x_4 - 787,72x_3x_4, \quad (1)$$

$$Y = 7507,5 - 4416,5x_5 - 1014,17x_6 + 5230,0x_5^2 - 919,0x_6^2 + 5312,5x_5x_6. \quad (2)$$

Обработка результатов исследований осуществлялась с использованием пакета программ "Statistica 6.5". Проверка полученных экспериментальных данных на отсутствие грубых ошибок проводилась по критерию Кохрена, значимость коэффициентов

регрессии – по критерию Стьюдента, проверка адекватности модели по критерию Фишера [27].

Исследование уравнений регрессии (1), (2) осуществляли путем построения поверхностей отклика (рис. 5, рис. 6) и графиков в прямоугольной системе координат, как функции параметра оптимизации $A_n = f(V_\delta, \omega_p, D_\delta, D_p, S_m, W)$.

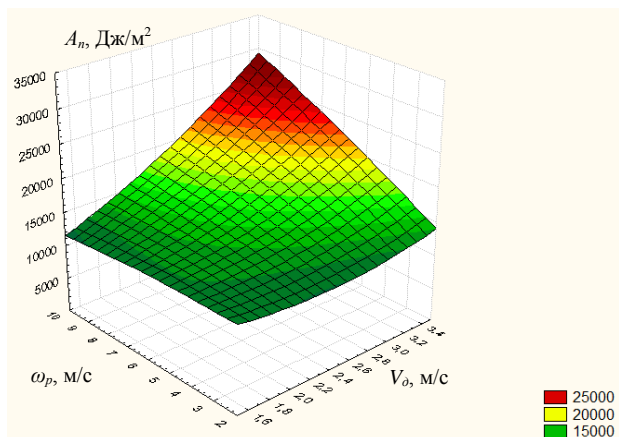


Рис. 5. Поверхность отклика изменения удельной работы резания A_n от изменения скорости вращения лезвия дискового ножа V_δ и угловой скорости вращения ротора ω_p

Fig. 5. Response surface of changes in the specific work of cutting A_n by changes of rotation speed of the disk blade V_δ and angular rotation of the rotor speed ω_p

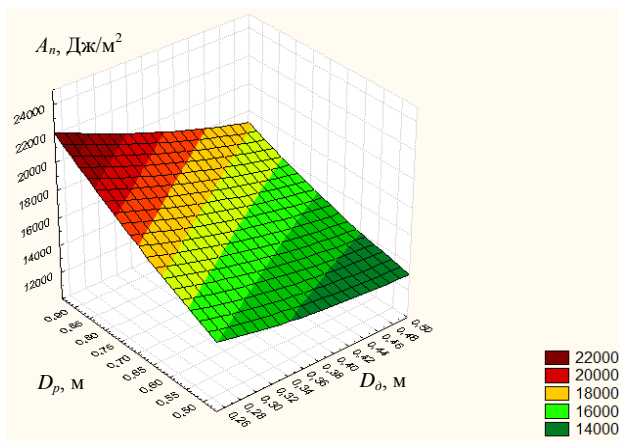


Рис. 6. Поверхность отклика изменения удельной работы резания A_n от изменения диаметров дискового ножа D_δ и ротора D_p

Fig. 6. Response surface of changes in the specific work of cutting A_n by change diameters of disk blade rotor D_δ and D_p

С зависимости (1) видно, что наибольшее влияние на критерий оптимизации оказывают: скорость вращения лезвия дискового

ножа (x_1), угловая скорость вращения ротора (x_2), диаметр ротора (x_4). Увеличение факторов x_1 , x_2 и x_4 способствует увеличению критерия оптимизации Y (рис. 5 и 6). Влияние диаметра дискового ножа (x_3) на критерий оптимизации является самым маленьким и его значение необходимо принимать, исходя из производительности Q измельчаемого аппарата.

Анализируя графическую зависимость рис. 7 можно отметить, что увеличение диаметра дискового ножа (D_δ) с 0,250 до 0,500 м с постоянной скоростью вращения $V_\delta = 2,5$ м/с, приводит к уменьшению величины удельной работы резания. С ростом угловой скорости вращения питающего ротора от $2,0$ с⁻¹ до $10,0$ с⁻¹, уменьшение удельной работы резания, которое имеет прямолинейный характер, менее выраженное.

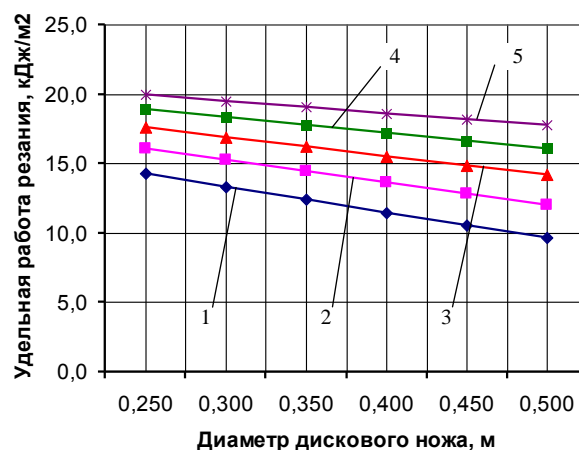


Рис. 7. Зависимость удельной работы резания от изменения диаметра дискового ножа при угловой скорости вращения ротора ($V_\delta = 2,5$ м/с, $D_p = 0,70$ м): 1 – $\omega_p = 2,0$ с⁻¹, 2 – $\omega_p = 4,0$ с⁻¹, 3 – $\omega_p = 6,0$ с⁻¹, 4 – $\omega_p = 8,0$ с⁻¹, 5 – $\omega_p = 10,0$ с⁻¹

Fig. 7. Dependence of specific cutting operation by changing the diameter disc cutter rotor at an angular speed ($V_\delta = 2,5$ м/с, $D_p = 0,70$ м): 1 – $\omega_p = 2,0$ с⁻¹, 2 – $\omega_p = 4,0$ с⁻¹, 3 – $\omega_p = 6,0$ с⁻¹, 4 – $\omega_p = 8,0$ с⁻¹, 5 – $\omega_p = 10,0$ с⁻¹

С зависимости (2) можем отметить, что большое влияние на критерий оптимизации осуществляет величина площади сечения материала (x_5). При влажности люцерны 45–55 % (рис. 8) удельная работа резания с увеличением подачи постоянно уменьшается соответственно от $23,6$ – $19,6$ кДж/м² до $4,10$ –

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО АППАРАТА НА ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ

6,37 кДж/м². Величина удельной работы резания с увеличением подачи люцерны, в зависимости от ее влажности, изменяется в пределах от 1,8 до 5,3 раз.

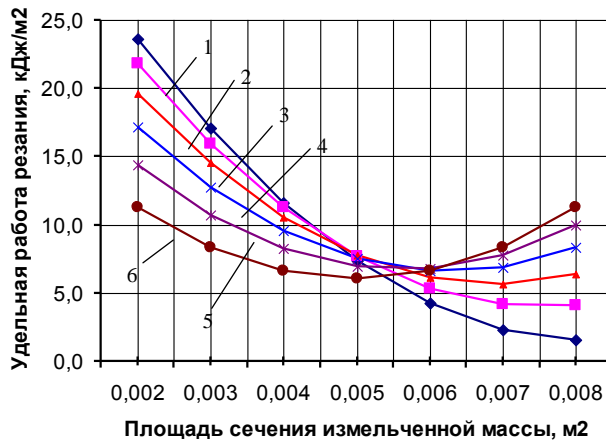


Рис. 8. Зависимость удельной работы резания от площади сечения разрезанной травяной массы люцерны при влажности: 1 – $W=45\%$, 2 – $W=50\%$, 3 – $W=55\%$, 4 – $W=60\%$, 5 – $W=65\%$, 6 – $W=70\%$

Fig. 8. Dependence of the specific cutting operation by the cross sectional area of the cut grass mass of alfalfa by humidity: 1 – $W=45\%$, 2 – $W=50\%$, 3 – $W=55\%$, 4 – $W=60\%$, 5 – $W=65\%$, 6 – $W=70\%$

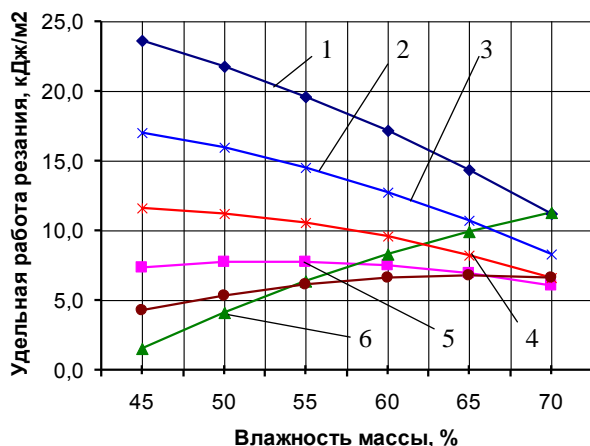


Рис. 9. Зависимость удельной работы резания от влажности люцерны при площади сечения разрезанной стеблевой массы: 1 – $S_M=2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 2 – $S_M=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 3 – $S_M=4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 4 – $S_M=5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 5 – $S_M=6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 6 – $S_M=8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$

Fig. 9. Dependence of the specific work by cutting alfalfa humidity when the cross sectional area of the cut stalk mass: 1 – $S_M=2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 2 – $S_M=3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 3 – $S_M=4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 4 – $S_M=5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 5 – $S_M=6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 6 – $S_M=8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$

4 – $S_M=5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 5 – $S_M=6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, 6 – $S_M=8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$

При изменении влажности в пределах 55-70 % для подачи массы от $2 \cdot 10^{-3}$ до $8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ смена удельной работы резания имеет характер роста и убывания (рис. 9). Поиск рациональных конструктивно-режимных параметров работы битерно-ножевого измельчаемого аппарата осуществляли путем построения двумерных сечений поверхностей отклика (рис. 10) где условием решения задачи была минимизация критерия удельной работы резания

$$Y(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6) \rightarrow \min$$

при $-1 \leq (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6) \leq 1$.

Установление рациональных значений факторов осуществляли с каноническим преобразованием математических моделей [27].

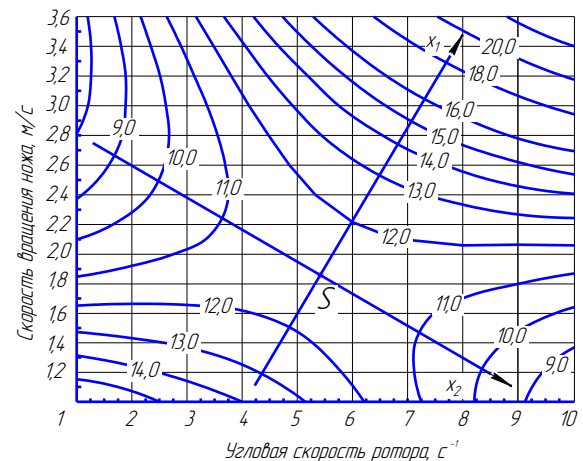


Рис. 10. Сечение поверхности отклика, которая характеризует величину удельной работы резания (кДж/м²) от скорости вращения лезвия дискового ножа V_d и угловой скорости ротора ω_p при $D_d=0,500 \text{ м}$, $D_p=0,510 \text{ м}$, $W=44,2 - 55,7\%$

Fig. 10. The cross section of the response surface that characterizes the specific work of cutting (кДж/м²) on the speed of rotation of the disk blade V_d and angular velocity of the rotor ω_p при $D_d=0,500 \text{ м}$, $D_p=0,510 \text{ м}$, $W=44,2 - 55,7\%$

ВЫВОДЫ

1. На энергетические и качественные показатели работы измельчителей влияют режимы их работы, углы скольжения, заточки и установки ножа, а также техническое состояние режущей пары, свойства растительного слоя и его секундной подачи.

2. На основании проведенных экспериментальных исследований предложенного битерно-ножевого измельчающего аппарата определена область рациональных значений. Наименьшее значение удельной работы резания $10,1-11,6$ кДж/м² растений люцерны влажностью $W=44,2-55,7$ % получили при следующих параметрах $D_0=0,500$ м, $D_p=0,510$ м, $V_0=1,62-2,2$ м/с и $\omega_p=5,5-10,0$ с⁻¹ при подаче массы, которая не превышает $q_n=3,6$ кг/с на одну режущую пару. При таких конструктивных параметрах аппарата рекомендуемая длина пальцев питающего ротора равна $h_p=18-20$ см.

3. Результаты работы могут в дальнейшем быть использованы рядом предприятий при проектировании и конструировании измельчающих аппаратов многоплоскостного резания пресс-подборщиков или тележек-подборщиков для заготовки листостебельных кормов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Yasenetskiy V.A. 1990.** Mashiny dlya izmelcheniya kormov / V.A. Yasenetskiy, P.V. Goncharenko. Pod re – daktsiyey akad. VASKHNIL L.V. Pogorelogo. – K.: Tekhnika. – 166.
2. **Sinazh 2011.** z lyutserny: deshevo ta yakisno // Agroexpert. – № 1 (30). – 60–61.
3. **Pres-pidbyrach 2012.** ruynuvannya stereotipiv dosvidom // Propozytsiya. – № 4 (202). – 136–137.
4. **Kholodyuk O.V. 2011.** Konstruktsiyni osoblyvosti podribnyuvalnikh pristroyiv zarubizhnikh pidbirachiv Claas ta Krone / O.V. Kholodyuk // Zbirnyk naukovykh prats VNAU, № 6 – Seriya Tekhnichni nauky. – 79–89.
5. **Kholodyuk O.V. 2010.** Osoblyvosti konstruktsiy podribnyuvalnikh pristroyiv pidbirachiv Pottinger / O.V. Kholodyuk // Zbirnyk naukovykh prats VNAU, № 5 – Seriya Tekhnichni nauky. – 81–89.
6. **Ofitsiynny sayt kompanyy John Deere** [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupu: http://www.deere.ua/uk_UA/industryagriculture/agriculture.page
7. **Ofitsiynny sayt kompanyy New Holland** [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupu: <http://agriculture.newholland.com/ua/uk/Products/Pages/products.aspx>
8. **Kholodyuk O.V. 2002.** Isnuyuchi tekhnolohiyi zahotivli Sina ta perspektyvy yikh rozvytku / O.V. Kholodyuk // Zb. nauk . prats Vinnytskoho derzh. s.–h. u–tu. – Vinnytsya. – Vyp. 11. – 218–222.
9. **Osobov V.I. 1978.** Mekhanicheskaya tekhnologiya kormov. / V.I. Osobov. – M.: Kolos. – 344.
10. **Melnikov S.V. 1978.** Mekhanizatsiya i avtomatizatsiya zhivotnovodcheskikh ferm. / S.V. Melnikov. – L.: Kolos. Leningr. otd–niye. – 560.
11. **Reznik N.Ye. 1975.** Teoriya rezaniya lezviyem i osnovy rascheta rezhushchikh apparatov. / N.Ye. Reznik, M.: Mashinostroyeniye. – 311.
12. **Zaviryukha N. 2012.** Energeticheskiye pokazateli protsessa dvokhpodpornogo rezaniya stebley kukurudzy / N. Zaviryukha // Motrol. – Motoryxacia ya Energetyka rolnictwa. – Lyublin, – Vol. 14 – № 2 – 103–112.
13. **Dumenko K. 2014.** Doslidzhennya zminy usilly rizannya pry znosi i zatuplenyy lez pri zaty robochoho orhanu / K. Dumenko, I. Pavlyuchenko // Motrol. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin – Rzeszow, – Vol. 16 – № 2 – 291–294.
14. **Shvets D.S. 1966.** Doslidzhennya protsessa rizannya stebel kormovykh roslyn / D.S. Shvets // Visnyk silsko – hospodarskoyi nauky. – № 6. – 22–27.
15. **Gappoyev A.I. 2001.** Energeticheskiye pokazateli izmelchatelya vinogradnoy lozy / A.I. Gappoyev // Mekha–nizatsiya i elektrifikatsiya selskogo khozyaystva. – № 12. – 18–19.
16. **Zyablov V.A. 1964.** Osnovy teorii tekhnologicheskogo protsessa rezaniya v rezhushchikh apparatakh kormo – prigotovitelnykh mashin / V.A. Zyablov // Nauchnyye trudy VIESKH. T. 14. M., 7–65.
17. **Pritchenko S.A. 1965.** Vpliv konstruktivnykh parametriv i rezhimiv roboti ríznal'nogo aparata podribnyuvacha na yenerge–tichni ta yakisni pokazniki podribnennya / S.A. Pritchenko // Visnik silskogospodarskoï nauki. – № 12, – 28–33.
18. **Kuzmov N.T. 1974.** O vliyanii skorosnogo rezhima raboty rezhushchego apparata na energetiku protsessa izmelcheniya zelenykh kormov v pastu / N.T. Kuzmov // Kormo–proizvodstvo: Ural – trudy nauch. – skogo issled. in–ta.

selskogo khozyaystva. – Sverdlovsk. Tom. XII. – 192–197.

19. Lovkis Z.V. 2009. Vybor i obosnovaniye parametrov izmelchatelya sukhikh naturalnykh krasnyashchikh veshchestv / Z.V. Lovkis, V.V. Chuyeshkov // Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo khozyaystva: mezhved. tematich. sb. / RUNIP "IMSKH NAN Belarusi", pod obshch. red. V.N. Dashkova. – Minsk. – Vyp. 43. tom. 2. – 125–129.

20. Klimatov A.V. 1964. Opredeleniye zatrat moshchnosti na izmelcheniye v kormoborochnykh kombaynakh / A.V. Klimatov // Traktory i s. kh. mashiny. – 33–34.

21. Pohorilyy L.V. 1988. Obgruntovannaya napryamku rozrobky bahatofunktsionalnogo kompleksu / L.V. Pohorilyy, M.Y. Karpenko // Visnyk silskohospodarskoyi nauky. – № 2. – 58–62.

22. Nazarov S.I. 1988. Obosnovaniye parametrov diskovykh protivorezov k izmelchatelyu ot khodov rasteniyevodstva / S.I. Nazarov, V.A. Sharshunov, O.A. Bober // Doklady VASKHNIL. – №1. – 38–42.

23. Poroshin M.V. 1973. Sravnitelnyye issledovaniya raboty izmelchitelnykh apparatov s aktivnoy i passivnoy protivorezhushchimi chastyami / M.V. Poroshin // Trudy Kubanskogo selskokhozyaystvennogo instituta. Vstp. 67 (95), Krasnodar. – 7–11.

24. Yermichev V.A. 1990. Issledovaniye vliyaniya vibratsii rotora na kachestvo rezaniya materialov / V.A. Yermichev // Kompleksnaya mekhanizatsiya proizvodstvennykh protsessov ferm krupnogo rogatogo skota. Sbornik nauch. trudov VNIIMZH. Podolsk. – 64–67.

25. Geyer V.A. 2005. Proizvoditelnost izmelchatelya listostebelnoy massy / V.A. Geyer, N.F. Latyntsev, G.Ye. Chepurin // Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny. – № 6. – 48–49.

26. Kholodyuk O.V. 2003. Bíterno–nozhoviy rízalniy aparat ta yogo klasifikatsiyní oznaki / O.V. Kholodyuk // Mekhanizatsiya ta yelektrifikatsiya s.–g.: Mízhvíd. temat. nauk. zb. / UAAN: NNTS "ÍMESG". – Glevakha. – Vip. 87. – 174–180.

27. Melnikov S.V. 1972. Planirovaniye eksperimenta v issledovaniyakh selskokhozyaystvennykh protsessov / S.V. Melnikov, V.R. Aleshkin, P.M. Roshchin. – L.: Kolos. – 200.

RESEARCH OF GRINDING MACHINE PARAMETERS INFLUENCE ON PROCESS OF ENERGY CONSUMPTION

Summary. The aim of the article is to study the patterns of influence of structural and regime parameters of beater-blade grinding unit with blades active on the specific work of cutting leaf-stalk mass of alfalfa.

It is known that grinding leaf-stalk mass is one of energy-consumption operations in the overall process of the storage, on which also depends the final quality of the resulting food. Furthermore, due to the high speeds and strong airflow ground mass in its loading is losing its most valuable fractions – leaves, buds, blossoms.

It is indicated that one of the ways to solve these problems is to use in the process silage baler or silage trucks, transporters, which contain grinding machine omnidirectional cutting material at a rate of 4-8 m/s.

On the basis of analytical and experimental studies it is summarized that energy and qualitative indicators of crushers influence on operating them, slip angles, sharpening blades and installation, as well as the technical condition of the cutting pair and properties of vegetable layer. Power of the grinding machine is dependent on a high-speed mode, the humidity of the material, second feed clearance between the blade and the shearbar.

It is shown the powered structure principle and the developed beater-cutter of the experimental setup. The main structural feature of the proposed grinding machine is that the shredder cutter pair is located along the forming channel, rather than transversely as in other devices such as a disk or drum. As a result of cutting the stem mass slightly specific cutting force is reduced, which is a prerequisite for reducing the value of the specific cutting operation.

According to the methodology of experimental studies it is provided for measuring power parameters of the cutting process the use of strain measurement method using wire resistance sensors.

It were conducted experiments to determine the rational structural and regime parameters of beater-blade grinding machine using the procedure of planning multivariate experiment.

The search of rational structurally-regime parameters of work beater-blade grinding machine were carried out by constructing two-dimensional cross sections of the response surfaces, where the condition of solving the problem was to minimize the specific cutting operation test.

It was found that the lowest value of the specific work of cutting $10,1-11,6 \text{ kJ/m}^2$ by alfalfa plant humidity $W = 44,2 - 55,7 \%$ obtained with the following parameters $D_d = 0,500 \text{ m}$, $D_p = 0,510 \text{ m}$, $V_d = 1,62-2,2 \text{ m/s}$ and $\omega_p = 5,5-10,0 \text{ s}^{-1}$ at feeding weight which does not exceed $Q_p = 3,6 \text{ kg/s}$ on one pair of cutting. Under such structural parameters of the machine recommended length of the supply rotor is finger $h_p = 18-20 \text{ cm}$.

The results can be further used on a number of enterprises in the design and construction of grinding machines baler or silage carts for harvesting leafy forage.

Key words: beater-blade grinding machine, the feed rotor, active rotary cutter, cut the stems, the energy consumption.

СОДЕРЖАНИЕ

Iryna Bernyk: research parameters of ultrasound processing equipment dispersed in technological environment.....	3
Victoria Korol, Maxim Nazarenko, Vadim Zaliznyak, Vasil Obodenko: research of reliability of lifting devices in terms of its real loading.....	14
Владимир Кравчук, Леонид Шустик, Виктор Погорелый, Людмила Маринина, Сергей Маринин, Николай Новохацкий: технико-технологические решения для полосовой обработки почвы	20
Александр Сидорчук: проектно-технологические предпосылки управления аграрным производством на основе IT-технологий.....	32
Вячеслав Ловейкин, Константин Почка: анализ динамического уравнивания приводов машин роликового формования	41
Lysenko Vitaliy, Opryshko Oleksiy, Komarchyk Dmyriy, Pasichnyk Natalya, Opryshko Nadiya: remote sensing on-line crop monitoring for yield programming	53
Vyatseslav Lovejkin, Yuriy Chovnyuk, Anastasia Liashko: parameter identification and vibration control of robust harvester’s mechanical system “threshing barrel – motor”	60
Григорий Шкаровский: методика количественной оценки комплектования машинно-тракторных агрегатов	67
Yuriy Chovnyuk., Igor Sivak: mechatronic information systems for motion control of machine-tractor aggregates	74
Вячеслав Ловейкин, Виктор Крушельницкий: оптимизация режима пуска мостового крана по критерию среднеквадратического значения движущего усилия	82
Виктор Шейченко, Игор Маринченко: исследование качения катка с рифами в продольно-вертикальной плоскости при взаимодействии с стеблями конопли.....	90
Виктор Шейченко, Виктор Недовесов, Альвиан Кузьмич, Александр Грицака, Михаил Шевчук: исследование кривошипно-шатунного привода режущего аппарата жатки	96
Сергей Пилипака, Николай Муквич: конструирование минимальных поверхностей с помощью изотропных кривых, лежащих на поверхности тора.....	101
Yuriy Chovnyuk, Igor Sivak: nonlinear position-dependent circuit theory for describing motions of machine-aggregates with mechatronics control systems	111
Сергей Карабиньош, Алексей Корниенко: влияние технологических параметров процесса на прочностные характеристики соединений	122
Григорий Шкаровский: мобильные энергетические средства интегральной конструктивно-компоновочной схемы – состояние и пути развития.....	129
Виктор Полищук, Еугениуш Красовски: исследование процесса газовой выделения при постепенной подаче субстрата в метантенк.....	136
Олег Гнатюк, Александр Покутный, Тамара Билько: применение вероятностного моделирования для прогнозирования безопасности системы «механизатор-машинно-тракторный агрегат-производственная среда».....	146

Иван Роговский: граф-моделирование при восстановлении работоспособности сельскохозяйственных машин	155
Andriy Golub: landscape analysis methodology of national parks territories	165
Al-Atum Mohammad, Sergei Karabinesh: features of construction of grinding down of mixers of forage for shallow cattle	172
Владимир Ковбаса, Дмитрий Калиниченко: теоретические предпосылки взаимодействия деформируемого приводного колеса с почвой	180
Андрей Новицкий, Александр Банный: логико-вероятностное моделирование надежности сложной сельскохозяйственной техники	191
Владимир Ковбаса, Аль-Хазаали Хайдер Раад Надим: анализ способов и технических средств для орошения плодовых насаждений в условиях Ирака	200
Валерий Войтюк, Николай Денисенко, Виталий Маслюк, Роман Яковенко: пути повышения долговечности рабочих органов кормоприготовительных машин	211
Вячеслав Ловейкин, Юрий Човнюк, Иван Кадыкало: анализ и минимизация динамических нагрузок в упругих элементах грузоподъемных машин при подъеме груза «с подхватом».....	217
Александр Быстрый, Иван Роговский, Валентина Мельник: универсальный блок контроля параметров технического состояния ходовой системы зерноуборочного комбайна.....	224
Наталья Матухно, Виктор Недовесов: Относительно полемики по стратегии технической политики в обеспечении уборки хлебов в Украине отечественными зерноуборочными комбайнами.....	235
Александр Надточий, Людмила Титова: построение АТ системы диагностики зерноуборочных комбайнов на основе базы знаний	249
Василий Ачкевич, Оксана Ачкевич: обоснование параметров доильного аппарата попарного действия с двухкамерным коллектором.....	256
Владимир Кузьменко, Александр Холодюк: исследование влияния параметров измельчающего аппарата на энергоемкость процесса резания	262

LIST OF THE REVIEWERS

- | | |
|--------------------------|-------------------------|
| 1. Aleksandr Voynalovich | 14. Oleg Chernysh |
| 2. Aleksey Opryshko | 15. Oleg Marus |
| 3. Anastasiya Kutsenko | 16. Oleksiy Beshun |
| 4. Andrey Novitskiy | 17. Sergei Kyurchev |
| 5. Gennady Golub | 18. Sergey Fryshev |
| 6. Grigoriy Shkaryvskiy | 19. Sergey Pylypaka |
| 7. Iwan Rohowski | 20. Vadym Yaremenko |
| 8. Konstantin Pochka | 21. Valentyna Melnyk |
| 9. Leonid Rogovskiy | 22. Vasiliy Khmelevskiy |
| 10. Mariya Bondar | 23. Victor Polyschuk |
| 11. Nicholas Berezoviy | 24. Victor Teslyuk |
| 12. Oksana Zazimko | 25. Vyacheslav Loveykin |
| 13. Oleg Chernysh | 26. Zinoviy Ruzhylo |

Editors of the “MOTROL” magazine of the Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture would like to inform both the authors and readers that an agreement was signed with the Interdisciplinary Centre for Mathematical and Computational Modelling at the Warsaw University referred to as “ICM”. Therefore, ICM is the owner and operator of the IT system needed to conduct and support a digital scientific library accessible to users via the Internet called the “ICM Internet Platform”, which ensures the safety of development, storage and retrieval of published materials provided to users. ICM is obliged to put all the articles printed in the “MOTROL” on the ICM Internet Platform. ICM develops metadata, which are then indexed in the “Agro” database.

We are pleased to announce that the magazine “MOTROL – Motorization and Energetics in Agriculture” (ISSN 1730-8658) has undergone a positive evaluation of the IC Journals Master List 2013, the result of which is granting the ICV Index (Index Copernicus Value) 6.56 pts. The resulting score was calculated on the basis of a survey submitted by the Editorial Team as well as assessments made by the professionals from Index Copernicus. We invite you to familiarize yourself with the methodology of IC Journals Master List evaluation:

<http://journals.indexcopernicus.com/masterlist.php?q=motrol>

Impact factor of the “MOTROL” journal according of the Commission of Motorization and Energetics in Agriculture is 2,24 (April, 2016).

GUIDELINES FOR AUTHORS (2016)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 8 pages) should not exceed 12 pages including tables and figures. Acceptance of papers for publication is based on two independent reviews commissioned by the Editor.

Authors are asked to transfer to the Publisher the copyright of their articles as well as written permissions for re- production of figures and tables from unpublished or copyrighted materials.

Articles should be submitted electronically to the Editor and fulfill the following formal requirements:

- Clear and grammatically correct script in English,
- Format of popular Windows text editors (A4 size, 12 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2,5 cm),
- Every page of the paper including the title page, text, references, tables and figures should be numbered,
- SI units should be used.

Please organize the script in the following order (without subtitles):

Title, Author(s) name (s), Affiliations, Full postal addresses, Corresponding author's e-mail

Abstract (up to 200 words), Keywords (up to 5 words), Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion (a combined Results and Discussion section can also be appropriate), Conclusions (numbered), References, Tables, Figures and their captions

Note that the following should be observed:

An informative and concise title; Abstract without any undefined abbreviations or unspecified references; No no-menclature (all explanations placed in the text); References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally pre- pared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text. Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table 1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% , vol), (% , m^3m^{-3}) or (% , gg^{-1}), Thermal conductivity ($W m^{-1}K^{-1}$).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

Make sure that the reference list contains about 30 items. It should be numbered serially and arranged al-phabeticly by name of first author and then others, e.g.

7. Kasaja O., Azarevich G. and Bannel A.N. 2015. Econometric Analysis of Banking Financial Results in Poland. Journal of Academy of Business and Economics (JABE), Vol. IV. Nr 1, 202–210.

References cited in the text should be given in parentheses and include a number e.g. [7].

Any item in the References list that is not in English, French or German should be marked, e.g. (in Italian), (in Polish).

Leave ample space around equations. Subscripts and superscripts have to be clear. Equations should be numbered serially on the right-hand side in parentheses. Capitalize and abbreviate 'equation' when it is used with a number, e.g. Eq. (1). Spell out when it begins a sentence. Symbols for physical quantities in formulae and in the text must be in italics. Algebraic symbols are printed in upright type.

Acknowledgements will be printed after a written permission is sent (by the regular post, on paper) from persons or heads of institutions mentioned by name.